



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

**MIIKKA KETONEN**  
**DIGITAALIHYDRAULISEN PAINEENRAJOITUSTOIMINNON**  
**SUUNNITTELU JA TOTEUTUS**

Diplomityö

Tarkastaja: Dos Matti Linjama  
Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Automaatio-, kone- ja materiaalitek-  
niikan tiedekuntaneuvoston  
kokouksessa 17. elokuuta  
2011

## TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

**KETONEN, MIIKKA:** Digitaalihydraulisen paineenrajoitustoiminnon suunnittelu ja toteutus.

Diplomityö, 66 sivua, 14 liitesivua

Marraskuu 2011

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: Dos Matti Linjama

Avainsanat: digitaalihydrauliikka, paineenrajoitus

Digitaalihydrauliikalla tarkoitetaan yleisesti rinnakkain kytkettyjen yksiarvoisten hydraulisten komponenttien muodostamaa pumppua, toimilaitetta, venttiilistöä tai muuta komponenttia, jolla saadaan ulostulona vain diskreettejä arvoja. Digitaalihydraulisella venttiilillä, eli DFCU:lla (Digital Flow Control Unit) tarkoitetaan useasta rinnakkain kytketystä On/Off -venttiilistä koostuvaa venttiilistöä, jonka läpäisemä tilavuusvirta muodostuu yksittäisten venttiilien läpäisemien tilavuusvirtojen summana. DFCU:lla saadaan ohjattua yhtä virtauskanavaa ja tavallisen kaksisuuntaisen toimilaitteen ohjaus saadaan toteutettua vähintään neljällä DFCU:lla. Yksittäisten venttiilien ohjaus tapahtuu älykkään tietokonepohjaisen säädön avulla.

Tämän diplomityön tarkoitus on todistaa, että perinteisesti erillisellä venttiilillä toteutettu hydraulisen järjestelmän paineen rajoittaminen voidaan toteuttaa digitaalihydraulisella ohjausventtiilistöllä ilman ylimääräisiä venttiilejä. Tämä toteutetaan kehittämällä digitaalihydraulisen ohjausventtiilistön ohjauskoodiin lisättävä ohjelmallinen funktio, joka tarkkailee paineenmittauksen avulla järjestelmän painetta ja purkaa sen tankkilinjaan raja-arvon ylittyessä.

Säätäjä suunnitellaan noudattamalla kirjallisuudessa esitettyjä digitaalihydraulisen säätäjän suunnittelumenetelmiä. Itse säätäjän ohjelmointi tapahtuu MathWorksin MATLAB/Simulink mallinnusohjelmistolla. Säätäjän suunnittelun jälkeen sen toiminta verifioidaan rakennettavalla koejärjestelmällä.

Diplomityön tuloksena saadaan tietoa digitaalihydraulisen paineenrajoituksen toimivuudesta sekä nykyisillä, että tulevilla digitaalihydraulisilla venttiileillä. Lisäksi esitetään parannusmenetelmiä säätäjän suunnittelumenetelmiin. Työn tulos on osa suurempaa tavoitetta osoittaa kaikkien venttiilitoimintojen olevan mahdollista toteuttaa digitaalihydraulisella ohjausventtiilistöllä ilman erillisiä venttiilejä.

## ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Technology

**KETONEN, MIIKKA:** Design and Implementation of Digital Hydraulic Pressure Relief Function.

Master of Science Thesis, 66 pages, 14 Appendix pages

November 2011

Major: Hydraulic engineering

Examiner: Adj. Prof. Matti Linjama

Keywords: Digital hydraulics, pressure relief

Digital hydraulics is determined by parallel connection of single valued hydraulic components which forms a pump, an actuator, a valve or any another hydraulic component, and has only discrete output values. Digital hydraulic valve, DFCU (Digital Flow Control Unit), is a parallel connection of several On/Off -valves. Flow through the DFCU is equal to the sum of flows through single valves. With one DFCU, single flow channel can be controlled while control of typical two-way actuator requires four DFCUs. Control of single On/Off valves is realized with intelligent computer based controller.

Purpose of this thesis is to prove that the function of hydro mechanic pressure relief valve can be realized with a digital hydraulic valve. Pressure relief function is implemented with additional algorithm which can be integrated in the main control algorithm of the system. Added pressure relief function monitors the pressure of the chamber connected to a DFCU and reliefs the pressure by opening line to tank according to the pressure overshoot of user set limit.

Control algorithm is designed with methods proposed in literature considering the design of digital hydraulic controllers. Programming is done with modeling software MATLAB/Simulink by MathWorks Inc. Verification of the controller is done with a built test system.

The outcome of this thesis is to give information about the functioning of a digital hydraulic pressure relief function both with current and future valve technologies. Also some improvements for design methods of digital hydraulic controllers are given. The results of this thesis are part of bigger goal which is to realize all valve functions with digital hydraulic control valves and to reduce the number of separated valves.

## ALKUSANAT

Diplomityö on osa FIMECC Oy:n (Finnish Metals and Engineering Competence Cluster) Digital Microhydraulics -projektia, jonka tarkoitus on osoittaa mikrohydrauliikan toimivuus niin suorituskyvyn, luotettavuuden kuin energiatehokkuuden osalta. Projektin osapuolina on sekä korkeakouluja, että suomalaisia suuryrityksiä. Diplomityöhön liittyvät suoraan projektin osa-alueet, joissa yritetään osoittaa, että kaikki hydrauliikan venttiilitoiminnot on mahdollista toteuttaa digitaalihydraulisella venttiilistöllä ilman ylimääräisiä venttiilejä, ja että venttiilistön nopeus on suoraan verrannollinen venttiilijärjestelmän suorituskyvyn. Paineenrajoitusfunktion kehittäminen on jatkoa Tampereen teknillisen yliopiston hydrauliikan ja automaation laitoksen sekä Åbo Akademin yhteistyönä tekemälle testitapaukselle, jossa tutkittiin digitaalihydraulisten säätäjien kehitysmenetelmiä.

Suuret kiitokset kuuluvat digitaalihydrauliikan puolestapuhujalle, työni tarkastajalle, ja esimiehelleni Dosentti Matti Linjamalle, joka mahdollisti pääsyni hydrauliikan tutkimuksen kuumimpaan ytimeen digitaalihydrauliikan tutkimusryhmään. Erityiset kiitokset haluan myös osoittaa työni ohjaajana toimineelle tutkija Mikko Huovalle, jonka neuvot ja apu työn aikana olivat kultaakin arvokkaammat ja mahdollistivat työn sujuvan etenemisen kuluneen yhdeksän kuukauden aikana. Kiitokset menevät myös muulle digitaalihydrauliikan tutkimusryhmälle neuvoista ja avusta. Mitä suurimmat kiitokset kuuluvat myös rakkaalle avovaimolleni Sannalle, sekä vanhemmilleni, jotka huolella kasvattivat pojastaan kelpo diplomi-insinööriin.

Tampereella, 15. marraskuuta 2011

---

Miikka Ketonen

## SISÄLLYS

1	Johdanto .....	1
2	Paineenrajoitus hydraulikassa .....	2
2.1	Paineen dynamiikka .....	2
2.1.1	Kokoonpuristuvuus ja hydraulinen kapasitanssi.....	3
2.1.2	Paineiskut.....	4
2.2	Hydromekaaniset paineenrajoitusventtiilit.....	6
2.2.1	Rakenteet .....	7
2.2.2	Ominaisuudet .....	9
2.3	Ideaalinen paineenrajoitusventtiili .....	9
3	Digitaalihydraulikka.....	11
3.1	Digitaalihydrauliset venttiilit ja venttiilijärjestelmät .....	12
3.1.1	On/Off -venttiilit .....	12
3.1.2	Digitaaliset venttiiliyksiköt.....	13
3.1.3	Miniaturisointi .....	15
3.2	Digitaalihydrauliikan säätö .....	16
3.2.1	Mallipohjainen säätö.....	17
3.2.2	Paineenrajoitus digitaalihydraulikassa.....	18
3.3	Säätäjän suunnittelumenetelmät.....	19
3.3.1	Simulink ohjelmointialustana .....	21
3.3.2	Sopimuspohjainen ohjelmointi säätäjän suunnittelussa.....	22
3.3.3	Tarkennusmenetelmä ja suunnittelun dokumentointi .....	23
4	Paineenrajoitussäätimen suunnittelu ja toteutus.....	24
4.1	Mallinnettu järjestelmä.....	24
4.2	Paineenrajoitussäätimen rakenne .....	25
4.3	Parametrien järjestelmäkohtainen viritys .....	28
4.4	Simuloinnit .....	29
5	Koejärjestelmä.....	37
6	Mittaustulokset.....	43
6.1	Venttiilien vasteaikojen mittaukset.....	43
6.2	Venttiilien ja venttiilistön ominaiskäyrät .....	44
6.3	Kapasitanssin määrittäminen ja säätimen viritys .....	47
6.4	Painevasteet eri tilavuusvirroilla .....	52
6.5	Hydromekaaninen paineenrajoitusventtiili .....	54
6.6	Toiminnan analysointi ja simulointien verifiointi.....	56
7	Yhteenveto .....	61
	LÄHTEET .....	63
	LIITE 1: Parametritiedosto	
	LIITE 2: Säätäjän suunnitteludokumentointi	

## MÄÄRITELMÄT

**DFCU**

Digital Flow Control Unit, Digitaalihydraulinen 2/2-venttiiliyksikkö.

**Digitaalihydraulinen järjestelmä**

Useasta kaksiarvoisesta hydraulisesta komponentista koostuva järjestelmä, jota ohjataan älykkäästi.

**PNM**

Pulse Number Modulation, signaali, jonka ulostulo määräytyy yksittäisten, samanarvoisten komponenttien summana.

**PCM**

Pulse Code Modulation, signaali, jonka ulostulo määräytyy yksittäisten, eriarvoisten komponenttien summana.

**PWM**

Pulse Width Modulation, signaali, jonka ulostulo määräytyy kaksiarvoisen komponentin arvojen suhteesta ajan funktiona.

## LYHENTEET

$\alpha$	[deg]	Kulma.
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Nesteen tiheys.
$\mu$	[-]	Kuristuksen teoreettinen purkautumiskerroin.
$A$	[m <sup>2</sup> ]	Pinta-ala.
$B_e$	[Pa]	Tehollinen puristuskerroin.
$B_i$	[Pa]	Ilman puristuskerroin.
$B_l$	[Pa]	Letkun puristuskerroin.
$B_n$	[Pa]	Hydraulinesteen puristuskerroin.
$B_p$	[Pa]	Putken puristuskerroin.
$B_s$	[Pa]	Sylinterin puristuskerroin.
$c$	[m/s]	Äänen nopeus.
$C_{ch}$	[m <sup>3</sup> /Pa]	Hydraulinen kapasitanssi.
$d$	[m]	Halkaisija.
$e$	[-]	Erosuure.
$E$	[Pa]	Kimmomoduuli.
$ex$	[-]	Venttiilimallin eksponentti.
$F$	[N]	Voima.
$J$	[-]	Sakkofunktion arvo.
$K_I$	[-]	Sakkofunktion nopeusvirheen painotuskerroin.
$k$	[-]	Verrannollisuusvakio.
$K_h$	[N/m <sup>2</sup> ]	Jousivakio.
$k_v$	[m <sup>3</sup> /(s·Pa <sup>1/2</sup> )]	Venttiilin virtauskerroin.
$KQ$	[m <sup>3</sup> /(s·Pa)]	Säätäjän vahvistus.
$l$	[m]	Paineaallon kulkema matka.
$m$	[kg]	Sylinterin ja kuorman massa.
$N_{VALVE\_SWITCHINGS}$	[-]	Kytkentöjen lukumäärä.
$n_1$	[-]	Venttiilien lukumäärä.
$n_2$	[-]	Käytössä olevien tilojen lukumäärä.
$p$	[Pa]	Paine.
$p_{at}$	[Pa]	Ilmakehän paine.
$p_P$	[Pa]	Syöttölinjan paine.
$p_T$	[Pa]	Tankkilinjan paine.
$p_{state}$	[Pa]	Painealue, millä säätäjä käyttää yhtä tilaa.
$p_{cracking}$	[Pa]	Säätäjän avautumispaine.
$p_{max\_rel}$	[-]	Säätäjän tilavuusvirtariippuvuuden määräämä parametri.
$p_{max}$	[Pa]	Paineen maksimiarvo, jolla kaikki DFCU:n venttiilit avataan.

$p_{peak}$	[Pa]	Paineiikin huippuarvo.
$p_{in}$	[Pa]	Paine venttiilin sisääntuloportissa.
$p_{out}$	[Pa]	Paine venttiilin ulostuloportissa.
$Q$	[m <sup>3</sup> /s]	Tilavuusvirta.
$Q_D$	[m <sup>3</sup> /s]	Häiriötilavuusvirta kontrollitilavuuteen.
$Q_{VALVE}$	[m <sup>3</sup> /s]	Tilavuusvirta venttiilistön läpi.
$Q_{REF}$	[m <sup>3</sup> /s]	Säätäjän laskema venttiilistön ohjetilavuusvirta.
$Q_{NOM}$	[m <sup>3</sup> /s]	Säätäjän laskema venttiilistön ominaisvirtaus kaikille DFCU:n venttiileille.
$s$	[m]	Seinämän paksuus.
$t_{kr}$	[s]	Kriittinen sulkeutumisaika.
$t_s$	[s]	Venttiilin sulkeutumisaika.
$T_S$	[s]	Lyhyt näyteväli.
$T_{S2}$	[s]	Venttiilin viiveen estimaatti.
$u_{av}$	[0/1]	Venttiilin ohjausignaali.
$u_{PRF\_out}$		$Q_{REF}$ :in laskentaan käytetty ohjaussignaali.
$v_{REF}$	[m/s]	Nopeussäädön referenssiarvo.
$v_{CALCULATED}$	[m/s]	Nopeussäädön laskema saavutettava liikenopeus.
$v_n$	[m/s]	Nesteen liikenopeus.
$v_s$	[m/s]	Sylinterin liikenopeus.
$V_0$	[m <sup>3</sup> ]	Tilavuus alkutilanteessa.
$V_B$	[m <sup>3</sup> ]	Yksipuolisen, kaksitoimisen hydraulisylinterin kammion tilavuus männänvarren puolella.
$V_i$	[m <sup>3</sup> ]	Ilmamäärän tilavuus.
$V_l$	[m <sup>3</sup> ]	Letkujen tilavuus.
$V_p$	[m <sup>3</sup> ]	Putkien tilavuus.
$V_s$	[m <sup>3</sup> ]	Sylinterin tilavuus.
$V_{tot}$	[m <sup>3</sup> ]	Kokonaistilavuus.
$\Delta V$	[m <sup>3</sup> ]	Tilavuuden muutos.
$W_{open}$	[J]	Venttiilin avaamisessa tehtävä työ.
$x$	[m]	Liikematka.



# 1 JOHDANTO

Digitaalihydrauliikkaa on viimeisen kymmenen vuoden aikana noussut vaihtoehtoiseksi ratkaisuksi vuosikymmenien ajan käytössä olleelle analogiselle hydraulitekniikalle. Digitaaliset järjestelmät ovat olleet jo kauan arkipäivää elektroniikan ja tietotekniikan alalla, mutta digitaalisuuden hyödyntäminen hydrauliikassa on vasta alkumetreillä. Digitaalisuus mahdollistaa kuitenkin hydrauliikassa muun muassa huomattavat energiansäästöt (Linjama 2009), vikasietoisuuden paranemisen (Siivonen et al. 2008), sekä hyvän ohjelmoitavuuden (Linjama 2003). Aivan kuten muillakin tekniikan aloilla, missä digitaalisia järjestelmiä käytetään, muodostuu digitaalihydraulinen komponentti rinnakkain kytketyistä kaksiarvoisista (nolla tai yksi) komponenteista, joiden yhteisvaikutuksena saadaan vain diskreettiarvoisia ulostuloja. Digitaalihydrauliikassa komponentti voi olla mikä tahansa hydraulinen komponentti – pumppu, toimilaite, venttiili tai muu komponentti. (Linjama 2003, Linjama 2009)

Paineenrajoitusventtiili on turvallisuuden kannalta kriittinen järjestelmän komponentti, ja lähes kaikki hydraulijärjestelmät sisältävät ainakin yhden paineenrajoitusventtiilin. Työssä kehitettävän ohjelmistokoodin, jolla paineenrajoitusventtiili aiotaan korvata, on siis oltava toiminnaltaan aukoton. Täten säätäjän suunnittelussa on keskityttävä myös ohjelmiston laadun systemaattiseen varmistamiseen. Digitaalihydraulisten säätäjien suunnittelumenetelmiä on tutkittu Åbo Akademin ja Tampereen teknillisen yliopiston hydrauliikan ja automaation laitoksen välisessä yhteistyössä. (Huova et al. 2009, Boström et al. 2011)

Yksi diplomityöhön liittyvän projektin tarkoituksista on saada kaikki venttiilitoiminnot ohjelmoitua digitaalihydraulisen ohjausventtiilistön ohjausalgoritmiin ilman ylimääräisiä venttiilejä. Venttiilitoiminnoista digitaalihydrauliikalla on jo toteutettu kolmitiepaineenalennusventtiilin toiminta (Ijas et al. 2009) ja virransäätöventtiilin toiminta (Huova et al. 2009), ja sovelluksia on tehty esimerkiksi voimasäädölle (Hopponen et al. 2009) ja sylinterin nopeus- ja asemasäädölle (Linjama & Vilenius 2005). Digitaalihydraulista paineenrajoitustoimintoa on simuloitu hydraulisen puomin yhteydessä säätäjien kehittämistä, verifiointia ja validointia koskevassa julkaisussa (Boström et al. 2011).

## 2 PAINEENRAJOITUS HYDRAULIIKASSA

Paineenrajoitusventtiilin tarkoitus hydraulijärjestelmässä on rajoittaa järjestelmän maksimipaine asetettuun arvoon, jolloin taataan järjestelmän komponenttien kesto ja estetään liiallisten voimien syntyminen toimilaitteeseen kytkettyihin ulkopuolisiin rakenteisiin. Paineenrajoitusventtiileitä käytetään yleisesti suojaamaan pumppuja ja toimilaitteita asettamalla ne komponenttien läheisyyteen. Paineenrajoitusventtiilit ovat rakenteeltaan normaalisti suljettuja, ja ne ottavat ohjauspaineensa juuri ennen venttiiliä olevasta tilavuudesta. Paineen ylittäessä asetuspaineen, venttiili aukeaa ohjaten tilavuusvirtaa tankkilinjaan. Paineen rajoittaminen ohjaamalla ylimääräinen tilavuusvirta korkeasta paineesta ilmakehän paineessa olevaan tankkiin synnyttää aina häviötehoa.

Lähes kaikista hydraulijärjestelmistä löytyy hydromekaaninen paineenrajoitusventtiili. Tyypillisessä järjestelmässä on sekä pääpainelinjaan sijoitettu pääpaineenrajoitusventtiili, että toimilaitelinoihin sijoitettuja paineiskujen poistamiseen tarkoitettuja paineiskuventtiilejä. Paineiskuventtiilin avautumisaika on nopeampi kuin pääpaineenrajoitusventtiilillä, joten se reagoi nopeataajuisiin paineen nousuihin ennen pääpaineenrajoitusventtiiliä vaikka sen avautumispaine asetetaankin korkeammalle. Ohjausventtiilin ja toimilaitteen välinen tilavuus on usein pieni verrattuna painepuolen tilavuuteen, mikä aiheuttaa nopeita paineen muutoksia toimilaittekammioissa. Usein toimilaitelinja on erotettu syöttöpainelinjasta venttiilein, jolloin syöttöpainelinjaan kytketty paineenrajoitusventtiili ei pysty laskemaan toimilaitelinjan painetta venttiilin ollessa suljettuna. Näin ollen erilliset paineenrajoitusventtiilit toimilaitelinoissa ovat usein välttämättömiä.

Paineenrajoitusventtiilejä käytetään myös jatkuvaan painetason säätöön, jolloin vakiotilavuusvirtalähde pumppaa ylimääräisen tuoton paineenrajoitusventtiilin kautta tankkiin. Painetason säätö paineenrajoitusventtiilillä on epätaloudellista ja aiheuttaa väliaineen turhaa lämpenemistä, joten se tulee yleensä kysymykseen vain yksinkertaisissa ja pienitehoisissa järjestelmissä. Käytettäessä paineenrajoitusventtiilejä paineen säätöön on mahdollista kytkeä järjestelmä usealle eri painetasolle hyödyntämällä useampaa paineenrajoitusventtiiliä ja ohjaamalla painetasoa suuntaventtiileillä. (Kauranne et al. 1996)

### 2.1 Paineen dynamiikka

Paine syntyy hydraulijärjestelmään kun tilavuusvirtalähteen aiheuttamaa nesteen tilavuuden muutosta vastustetaan. Paineen suuruuteen vaikuttavat nesteen viskositeetti, järjestelmän fysikaaliset mitat, sekä järjestelmän ulkopuolelle tuotettavan energian suuruus (Akers et al. 2006). Pascalin lain mukaan ”staattisessa tilassa nesteeseen vaikuttava voima aiheuttaa kaikkiin suuntiin leviävän tasaisesti jakautuneen paineen”. Nesteeseen

vaikuttaa mahdollisen ulkoisen voiman lisäksi aina myös sen oma massa. Ulkoisten voimien ja nesteen massan yhteisvaikutuksesta syntyvä paine vaikuttaa aina koh-tisuorasti seinämiin. (Kauranne et al. 1996)

### 2.1.1 Kokoonpuristuvuus ja hydraulinen kapasitanssi

Paineen nousunopeuteen vaikuttaa järjestelmän kokoonpuristuvuus. Kokoonpuristuvuu-den mittana käytetään hydraulijärjestelmissä tehollista puristuskerrointa  $B_e$ , joka kuvaa kappaleeseen kohdistuvan pistemäisen paineen vaikutusta sen tilavuuteen. Tilavuuden muutos paineen muuttuessa voidaan kuvata yhtälöllä:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V_0}{B_e} \cdot \frac{dp}{dt} + \sum Q \quad (1)$$

missä  $\Delta V$  on tilavuuden muutos,  $V_0$  on alkuperäinen tilavuus,  $\frac{dp}{dt}$  paineen muutos ajan suhteen ja  $\sum Q$  tilavuuteen saapuvien ja siitä poistuvien tilavuusvirtojen summa. Kaava 1 pätee vain kun  $\Delta V \ll V_0$ , mikä on tavallisesti tilanne hydraulijärjestelmissä väliaineen ollessa suhteellisen jäykkä. Tehollinen puristuskerroin muodostuu nesteen, komponent-tien seinämämateriaalin, nesteessä olevan ilman sekä putkien ja letkujen puristuskertoi-mien yhteisvaikutuksena. Tyypillisissä järjestelmissä, joissa painetaso on 0 – 30 MPa ja lämpötilan oletetaan pysyvän vakiona, voidaan tehollista puristuskerrointa arvioida kaa-valla:

$$\frac{1}{B_e} = \frac{1}{B_n} + \sum \frac{V_s}{V_{tot}} \frac{1}{B_s} + \sum \frac{V_p}{V_{tot}} \frac{1}{B_p} + \sum \frac{V_l}{V_{tot}} \frac{1}{B_l} + \sum \frac{V_i}{V_{tot}} \frac{1}{B_i} \quad (2)$$

missä  $B_n$  on nesteen puristuskerroin,  $B_s$  sylinterin seinämän puristuskerroin,  $B_p$  putken puristuskerroin,  $B_l$  letkun puristuskerroin ja  $B_i$  ilman puristuskerroin.  $V_{tot}$  on koko järjes-telmän tilavuus ja  $V_s$ ,  $V_p$ ,  $V_l$  ja  $V_i$  vastaavien osakomponenttien tilavuudet.

Järjestelmän paineen nousu vaikuttaa teholliseen puristuskertoimeen kasvattavasti ja lämpötilan nousu laskevasti. Rabie esittää erään tyypillisen hydraulioöljyn puristusker-toimen kasvavan lineaarisesti noin 20 % paineen noustessa nolasta 30 MPa:iin, ja las-kevan noin 25 % lämpötilan noustessa nolasta asteesta 40 asteeseen. Yleisesti lasken-noissa voidaan kuitenkin olettaa puristuskertoimen pysyvän vakiona, kun painetaso ja käyttölämpötila muuttuvat vain vähän. (Rabie 2009)

Hydrauliikassa käytettyjen väliaineiden puristuskertoimet vaihtelevat 1 – 2 GPa:n välillä lämpötilasta ja paineesta riippuen (Rabie 2009). Veden puristuskerroin muuttuu vain vähän lämpötilan ja paineen vaihdellessa ja sen arvo on noin 2,1 GPa (Manring 2005). Teräksen kokoonpuristuvuuskerroin on hyvin suuri, joten putkien ja sylinterien seinämien vaikutus teholliseen puristuskertoimeen on pieni. Putkien ja sylinterien puris-tuskerroin voidaan laskea kaavalla.

$$B_p/B_s = \frac{E \cdot s}{d} \quad (3)$$

jossa  $E$  on runkomateriaalin kimmomoduuli,  $s$  on seinämän paksuus ja  $d$  on sisähalkaisi-ja. Letkujen puristuskertoimet ovat yleensä luokkaa 70–700 MPa, joten letkun vaikutus

kokonaispuristuskertoimeen on huomattava. Ilman puristuserroin adiabaattisessa tapauksessa on

$$B_i = 1,4 \cdot p \quad (4)$$

missä  $p$  on järjestelmän paine. Koska ilman puristuserroin on yleensä järjestelmän paineesta riippuen 10 – 75 MPa, on jo muutaman prosentin vapaan ilman pitoisuudella hydraulineesteessä todella merkittävä vaikutus teholliseen puristuskertoimeen. Kun järjestelmän toimilaitteena käytetään hydraulisylinteriä, muuttuu tehollinen puristuserroin myös toimilaittekammion tilavuuden funktiona.

Hydraulijärjestelmässä pieni tehollinen puristuserroin aiheuttaa järjestelmään epätoivottua joustoa. On kuitenkin muistettava, että järjestelmän dynamiikka muodostuu tehollisen puristuskertoimen lisäksi myös virtausvastuksista, väliaineen hitausmassasta, toimilaitteiden kitkoista sekä liikuteltavista kuormamassoista. Tarvittavat järjestelmän dynaamiset ominaisuudet määrittää järjestelmän käyttökohde. Voimaa generoivissa sovelluksissa ei yleensä joustolla ole merkitystä kun taas tarkoissa paikoitus- ja nopeusservosäädöissä vaaditaan järjestelmältä jäykkää dynamiikkaa. (Fonselius et al. 1996)

Hydraulisella kapasitanssilla voidaan kuvata hydraulineestettä sisältävä tilavuus yksiselitteisesti yhdellä termillä. Hydraulinen kapasitanssi kertoo miten paljon paineenergiaa kyseinen tilavuus pystyy sitomaan. Hydraulisen kapasitanssin kaava on

$$C_h = \frac{V}{B_e} \quad (5)$$

missä  $V$  on tilavuus ja  $B_e$  tehollinen puristuserroin. Paineen nousunopeutta voidaan kuvata yhtälöllä

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\Sigma Q}{C_h} \quad (6)$$

missä  $\Sigma Q$  on nettotilavuusvirta  $C_h$ :n kuvaamaan tilavuuteen. Hydraulinen kapasitanssi on insinööritermi, joka helpottaa nesteen joustojen mallinnusta järjestelmä- ja komponenttisuunnittelussa. Järjestelmien tehollinen kapasitanssi voidaan laskea osajärjestelmien kapasitanssien summana. Kun mallinnetussa järjestelmässä on sekä sylinteri, että letkuja, muuttuu järjestelmän tehollinen puristuserroin epälineaarisesti letkun suhteellisen tilavuuden muuttuessa. Sylinterin kammion pienentyessä, letkun tilavuuden osuus koko järjestelmän tilavuudesta kasvaa, jolloin kaavan kaksi mukaan letkun puristuserroin vaikuttaa enemmän tehollisen puristuskertoimen arvoon. Hydraulinen kapasitanssi muuttuu kuitenkin lineaarisesti, sillä letkun hydraulinen kapasitanssi pysyy vakiona ja sylinterin hydraulinen kapasitanssi muuttuu lineaarisesti verrattuna sylinterin tilavuuden muutokseen.

### 2.1.2 Paineiskut

Paineisku syntyy nopeassa virtauksen muutoksessa, kun nesteen jatkaessa kulkuaan paine kohoaa virtausta estävää seinämää vasten ja kimmoutuu takaisin tulosuuntaansa. Käytännössä paineiskuja syntyy venttiilien äkillisissä sulkeutumisissa sekä toimilaittei-

den nopeissa pysäytyksissä ja suunnan muutoksissa. Syntynyt paineaalto etenee nesteessä äänennopeudella kaavan

$$c = \sqrt{\frac{B_e}{\rho}} \quad (7)$$

mukaisesti, missä  $\rho$  on nesteen tiheys. Paineaallon saavuttaessa järjestelmän toisen päädyn, se vaihtaa suuntaansa ja kulkee järjestelmässä edestakaisin kunnes kitkahäviöt ovat kuluttaneet nesteeseen varastoituneen energian. Paineiskun maksimiarvo suljetussa tilavuudessa venttiilin sulkeutuessa saadaan kaavasta:

$$\Delta p = \sqrt{\rho \cdot B_e \cdot v_n} = \rho \cdot c \cdot v \quad (8)$$

missä  $v_n$  on nesteen virtausnopeus ennen venttiilin sulkeutumista. Kaava 8 pätee, mikäli venttiilin sulkeutumisaika on lyhyempi kuin kriittinen avautumisaika

$$t_{kr} = 2 \cdot l$$

missä  $l$  on paineaallon kulkema matka, eli tilavuuden pisin dimensio. Mikäli takaseinän ja venttiilin välinen etäisyys on lyhyt, voidaan painetransientin suurinta arvoa arvioida kaavalla

$$\Delta p = \frac{2 \cdot l \cdot \rho \cdot v_n}{t_s} \quad (9)$$

missä  $t_s$  on venttiilin sulkeutumisaika. (Fonselius et al. 1995)

Kun sylinterin suuntaventtiili suljetaan äkillisesti, kuorman liike-energia saa paineen nousemaan sylinterin puristuvan puolen kammiossa, jolloin kuormamassasta ja tilavuuden joustoista syntyy jousimassasysteemi. Järjestelmä alkaa värähdellä liike-energian muuttuessa potentiaalienergiaksi ja siitä edelleen vastakkaissuuntaiseksi liike-energiaksi. Värähtely jatkuu, kunnes kitkat ja vuodot ovat kuluttaneet sylinterin sisältämän energian loppuun. Paineipiikin ollessa maksimissaan, voidaan sylinterin tapauksessa olettaa ennen venttiilin sulkuhetkeä olleen kineettisen energian muuttuneen täysin potentiaalienergiaksi, jolloin voidaan merkitä potentiaalienergia ja kineettinen energia yhtä suuriksi:

$$\frac{1}{2} m v_s^2 = \frac{1}{2} K_h x^2 \quad (10)$$

jossa  $m$  on sylinterin ja kuorman yhteismassa,  $v_s$  on männän alkuperäinen liikenopeus ennen venttiilin sulkeutumista,  $K_h$  on nestejousen jousivakio ja  $x$  on männän kokoonpuristumisesta johtuva liikematka. Jousivakio  $K_h$  saadaan kaavalla

$$K_h = \frac{B_e A^2}{V_B} \quad (11)$$

missä  $A$  on sylinterin männän pinta-ala ja  $V_B$  paluukammion tilavuus. Nestejousen siirtymä on tällöin verrannollinen mäntään vaikuttavaan voimaan jousivakion suhteen

$$x = \frac{p_{peak} A}{K_h} \quad (12)$$

missä  $p_{peak}$  on paineen huippuarvo paluukammiossa. Paineelle saadaan nyt kaavojen (10), (11) ja (12) perusteella johdettua yhtälö

$$p_{peak} = v_s \sqrt{\frac{B_e m}{V_0}} \quad (13)$$

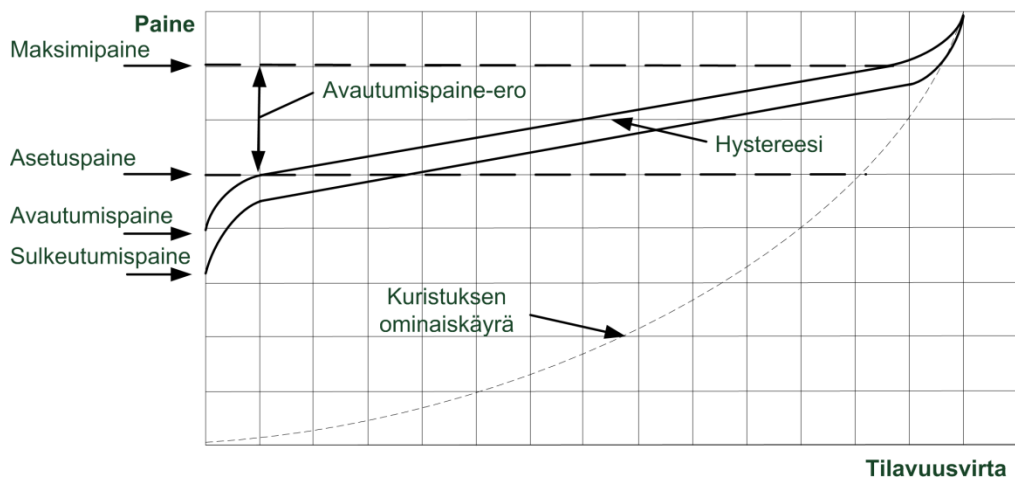
Tässä yhtälössä ei ole otettu huomioon järjestelmän ja sylinterin vaimennuksia, joten todellisuudessa hetkellinen maksimipaine ei ole aivan kaavan 13 suuruinen, vaan yhtälöä voidaan käyttää lähinnä karkeana approksimaationa painepiikin suuruudesta. (Fonselius et al. 1995)

Paineiskut aiheuttavat järjestelmässä komponenttien vikaantumista ja väsymistä lyhentäen niiden käyttöikää. Paineiskut synnyttävät järjestelmään myös epätoivottua värähtelyä toimilaitteissa sekä meluhaittoja. Perinteisesti paineiskujen hillitsemiseen on käytetty paineiskujen syntypaikkojen läheisyyteen sijoitettuja paineenrajoitusventtiilejä ja paineakkuja.

## 2.2 Hydromekaaniset paineenrajoitusventtiilit

Hydromekaaninen, eli analoginen paineenrajoitusventtiili pysyy suljettuna jousen esikiristuksen ansiosta. Venttiilin kara hakeutuu asemaan, jossa jousen, ohjauspaineen ohjauspinta-alaan vaikuttava voima sekä virtausvoimat asettuvat tasapainotilaan. Paineenrajoitusventtiilin ominaisuuksiin vaikuttaa siis jousen ominaisuudet, ohjauspinta-alan ja ohjauspaineen suuruus, sekä virtauskanavien muotoilu. Suurin läpäisy muodostuu virtauskanavan geometrian perusteella. Paineenrajoitusventtiili on valittava järjestelmään suurimman tilavuusvirran, halutun asetuspaineen alueen sekä käyttötarkoituksen mukaan.

Venttiilin asetuspainetta määritellään usein painetasona, jonka jälkeen paine alkaa kasvaa tasaisesti tilavuusvirran noustessa. Asetuspaine määräytyy jousen esikiristuksen perusteella, joka voi olla joko tehdasasennettu tai säädettävä. Asetuspaineella voidaan tarkoittaa myös pienintä avautumispainetta, jolla venttiilin läpi alkaa virrata nestettä. Valmistajat ilmoittavat venttiilin ominaisuudet paine-tilavuusvirta -ominaiskäyrän avulla eri asetuspainille. Tyypillinen tilavuusvirta-painekäyrä on esitetty kuvassa 2.1.

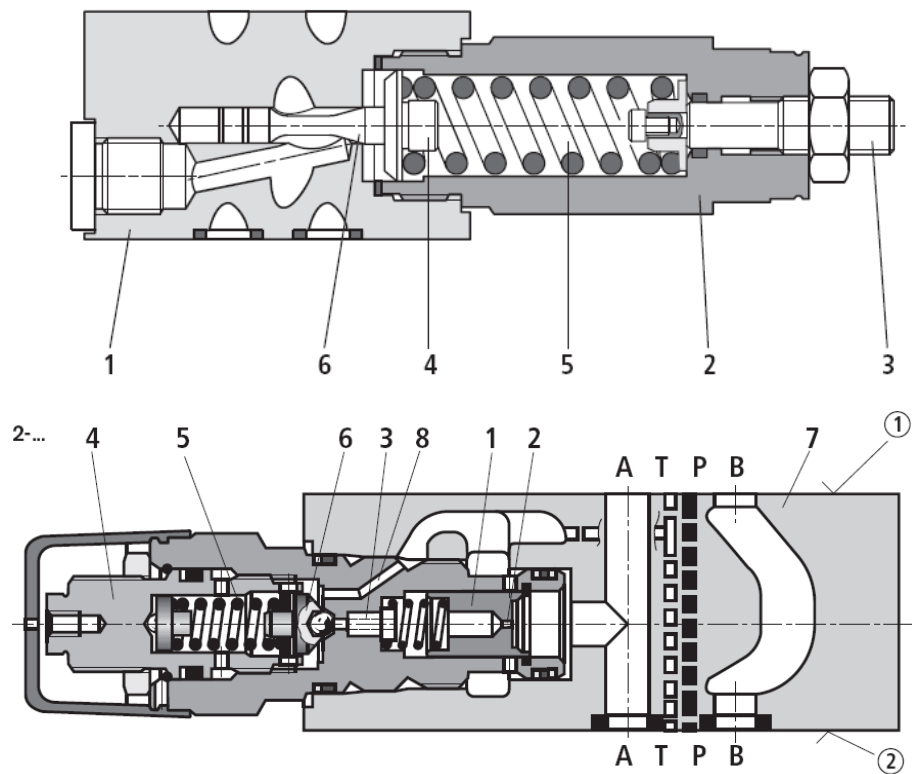


**Kuva 2.1.** Tyypillinen paineenrajoitusventtiilin paine-tilavuusvirtakäyrä.

Asetuspaineen ja ominaistilavuusvirralla olevan painetason erotusta kutsutaan avautumispaine-eroksi. Hydromekaanisilla venttiileillä on aina myös hystereesiä, joten venttiilin sulkeutuessa paine on hystereesin verran pienempi samalla tilavuusvirralla. Hystereesi tuo venttiilin dynamiikkaan viivettä, joka toisaalta hidastaa venttiilin reagointiaikaa, mutta on välttämätön vaimennuksen vuoksi. Hystereesi vähentää karan avautumisia ja sulkeutumisia painetason ollessa lähellä avautumispainetta.

### 2.2.1 Rakenteet

Perinteisten mekaanisten paineenrajoitusventtiilien rakenteet vaihtelevat laajalti käyttötarkoituksensa mukaan. Ohjausperiaatteeltaan ne voidaan jakaa kahteen ryhmään: suoraan- ja esiohjatut paineenrajoitusventtiilit. Kuvassa 2.2 on esitelty tyypillisten paineenrajoitusventtiilien toimintaperiaatteet.



**Kuva 2.2.** Suoraanohjattu (yläkuva) ja esiohjattu paineenrajoitusventtiili. (Bosch Rexroth ZDBY D / ZDB 6).

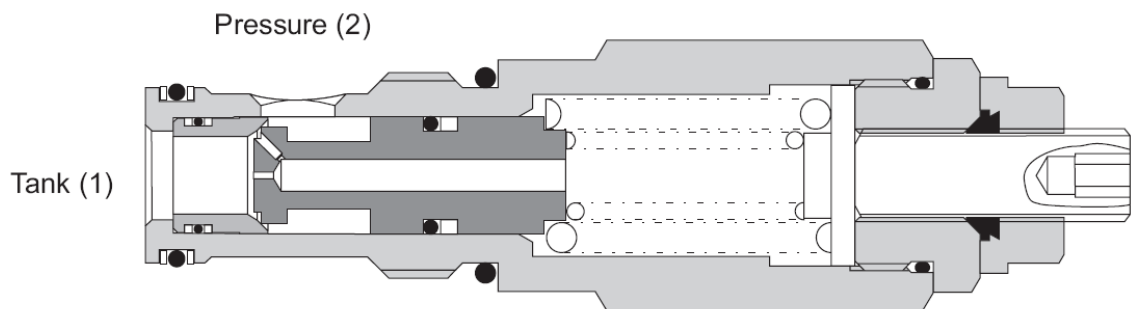
Suoraanohjatussa paineenrajoitusventtiilissä ensiökammion paine vaikuttaa suoraan pääkaran päätypinta-alaan ja avaa virtauskanavan paineliitännästä tankkilinjaan paineen noustessa jousen määräämää avautumispainetta suuremmaksi. Suoraanohjatussa venttiilissä on nopea dynamiikka ja yksinkertainen rakenne. Jotta venttiilin staattiset ominaisuudet saadaan kelvolliseksi, on karan pinta-alan oltava suuri, mikä johtaa lyhyeen karan liikematkaan ja jäykkään jouseen. Karan halkaisijan kasvattaminen lisää karan vuotoja ja jouta jäykistettäessä jousen dynaamiset ominaisuudet huononevat. Vuotojen

vähentämiseksi voidaan karassa käyttää dynaamista tiivistettä, mikä taas kasvattaa kiihtyvyyttä ja hystereesiä.

Esiohjatussa paineenrajoitusventtiilissä venttiiliin kytketty paine johdetaan esiohjauskanavaan, josta se ohjataan sekä pääkaran vastapuolelle, että pienelle esiohjausventtiilille. Esiohjauskanavan paineen noustessa esiohjausventtiilin karaa sulkevaa jousivoiman määräämää asetuspainetta suuremmaksi, vapautuu paine pääkaran vastapuolelta tankkiliitännän paineeseen avaten samalla pääkaran ja sallien isomman virtauksen venttiilin läpi. Esiohjatussa paineenrajoitusventtiilissä pääkaran liikematka voi samalla tilavuusvirralla olla pidempi ja täten karan halkaisija pienempi kuin suoraanohjatulla paineenrajoitusventtiilillä. Esiohjauskanavan pieni kuristus aiheuttaa viivettä paineen muutoksissa, ja täten hidastaa venttiilin toimintaa. Lisäksi pääkaran vastapuolelle menevässä linjassa käytetään yleisesti kuristusta vaimentamaan karan värähtelyjä, mikä lisää myös viivettä. (Maré & Moulaire 2003)

Paineenrajoitusventtiileissä käytetään sekä istukka- että luistityyppisiä karoja. Tärkeitä suunnittelulähtökohtia karan muotoilun lisäksi ovat virtausvoimien kompensointi ja karan liikkeen vaimennus. Avauspinta-alan muutos sekä hydrodynaamiset ja -staattiset voimat yhdessä karan hitausmassan kanssa synnyttävät korkeataajuuksista ja heikosti vaimennettua värähtelyä, joka voi aiheuttaa venttiilin epästabiilin toiminnan. Värähtelyn vaimennukseen on käytetty ratkaisuna muun muassa pitkiä rengasvälyksiä istukan varren ja sitä tukevan rungon välissä (Bosch Rexroth Type ZDBY D) tai luistityyppisen karan ja rungon välissä. Värähtelyn vaimennuksessa voidaan myös käyttää lyhyitä rengasvälyksiä tai pieniä kuristimia karan jousipuolelle menevässä kanavassa. Vaimentava tekijä tarvitaan sekä esiohjaus- että pääventtiilin yhteydessä. Yleisesti ottaen suoraanohjatuilla paineenrajoitusventtiileillä on vähemmän stabiiliusongelmia kuin esiohjatuilla. Venttiilin dynamiikkaan vaikuttaa aina siihen kytketyn järjestelmän dynamiikka.

Eräs ratkaisu suoraanohjatun paineenrajoitusventtiilin nopeuttamiseen on käyttää differentiaalipinta-alasuhdetta pääkarassa kuvan 2.3 mukaisesti.



**Kuva 2.3.** Suoraanohjatun differentiaalipinta-alaisen paineenrajoitusventtiilin periaate. (Sun 1LR100)

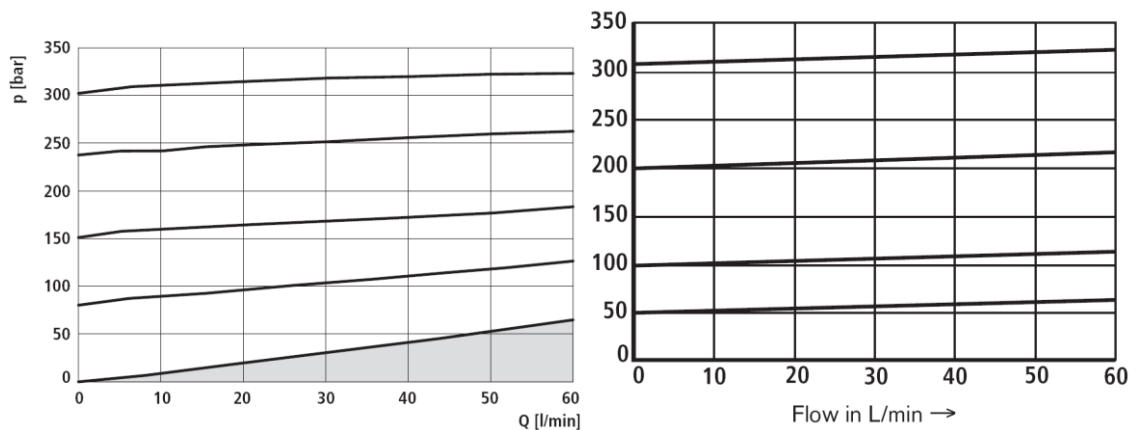
Kuvan 2.3 venttiilissä kara avautuu, kun rengaspinta-alalle vaikuttava paine kasvaa jousivoimaa ja jousen puolella vaikuttavaa painetta suuremmaksi. Jousitilassa olevan nesteen paine kasvaa tilavuuden pienentyessä ja purkautuu kuvassa 2.3 karassa näky-



vässä ylemmästä kuristuksesta. Jousitilan paineen purkautuminen tehostaa venttiilin avautumista hetkellisesti, jolloin korkeat painepiikit saadaan kompensoitua tehokkaasti.

## 2.2.2 Ominaisuudet

Markkinoilla olevien suoraanohjattujen paineenrajoitusventtiilien vasteet ovat pienimmillään muutamia millisekunteja kun taas esiohjattujen venttiilien vasteet ovat kymmenissä millisekunneissa. Valmistajat tosin ilmoittavat huonosti tietoa venttiilien dynamiikasta, eikä vasteaikalupauksiin ole luottamista johtuen eri määrittelytavoista. Toimilaitteiden yhteydessä käytetään suoraanohjattuja paineenrajoitusventtiilejä niiden nopeamman avautumisajan vuoksi. Painelinjan puolella halutaan usein pienempää avautumispaine-eroa, joka saavutetaan esiohjatulla paineenrajoitusventtiileillä. Samoin yksinkertaisessa paineenrajoitusventtiilillä ohjatussa painesäädössä halutaan pientä avauspaine-eroa, jolloin parempi valinta on esiohjattu paineenrajoitusventtiili. Tyypilliset staattiset tilavuusvirta-painekäyrät suoraan- ja esiohjatuille venttiileille on esitetty kuvassa 2.4.



*Kuva 2.4. Tyypilliset suoraan- ja esiohjattujen paineenrajoitusventtiilien ominaiskäyrät. (Bosch Rexroth ZDB 6 / ZDBY D).*

Kuvan 2.4 venttiilien ominaisläpääsyiksi on ilmoitettu 60 litraa minuutissa. Suoraanohjatun venttiilin paineen riippuvuus tilavuusvirrasta on pienimmillään suurilla asetusarvoilla, kun taas esiohjatulla paineenrajoitusventtiileillä paine muuttuu tilavuusvirran kasvaessa lähes saman verran kaikilla asetusarvoilla.

## 2.3 Ideaalinen paineenrajoitusventtiili

Eräs hyvä suunnittelulähtökohta on laatia lista ideaalisen komponentin tai järjestelmän ominaisuuksia välittämättä fysiikan lakien asettamista rajoituksista. Hydraulijärjestelmän paineen rajoittamiseen tarkoitetun komponentin suunnittelussa, voidaan tavoitteiksi asettaa:

- äärettömän nopea avautuminen (ääretön taajuuskaista)
- paineen riippumattomuus venttiilin yli päästettävästä tilavuusvirrasta tai vaihtoehtoisesti säädettävissä riippuvuus

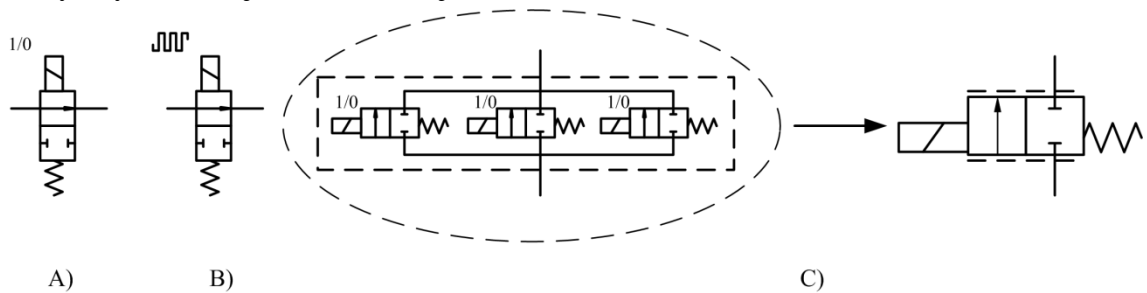
- ääretön tilavuusvirtakapasiteetti
- vikaantumattomuus, pieni koko, helppokäyttöisyys ja edulliset valmistuskustannukset.

Edellisen listan tavoitteiden mukaan parhaaseen toteutukseen päästään siis, mikäli venttiili on erittäin nopea ja sen läpäisy on suuri pienellä paine-erolla. Säädettyään tilavuusvirta-paine suhteeseen päästäisiin, mikäli jousen esikiristyksen säädön lisäksi voitaisiin säätää myös jousivakion arvoa. Vikaantumattomuuteen auttaisi sekä materiaalien kulutuksen kestävyys paraneminen, että toleranssien väljentäminen. Paineenrajoituksen redundanttisuuden järjestäminen kahdella rinnakkaisella venttiilillä varmistaisi paineenrajoituksen toiminnan myös vikatilanteissa. Mahdollisimman nopeaan toimintaan päästään, mikäli venttiilin avausta säätelevä elin on mahdollisimman pieni ja sitä avaavat voimat mahdollisimman suuria. Tilavuusvirran riippumattomuus venttiilin ensiökammion paineesta vaatisi paineenrajoituskomponentin karan liikkeen ääretöntä vahvistusta äärettömän pienillä paineen muutoksilla. Toisin sanoen virtausaukon tulee kasvaa mahdollisimman paljon karan liikkuesssa ja ohjauspinta-alan tulee olla mahdollisimman suuri. Ääretön vahvistus ei kuitenkaan saisi aiheuttaa epästabiilisuutta järjestelmään.

Käytännön järjestelmissä paineenrajoitukselta vaaditaan sulavaa ja varmaa toimintaa. Paineenrajoitusventtiilin tarvittavat ominaisuudet vaihtelevat käyttötarkoituksen mukaan, jolloin painotetaan usein joko nopeatoimisuutta, tai laajaa ja tarkkaa säädettävyyttä. Energiatehokkaissa järjestelmissä paineenrajoitusta käytetään nykyään pääosin varoventtiilinä, jolloin niiden säädön tarkkuudella ei ole niin suurta merkitystä. Vaikka voitaisiin kehittää ideaalinen paineenrajoitusventtiili, ei sen käyttäminen välttämättä olisi järkevää muutoin epäideaalisessa järjestelmässä. Äärettömän nopeat ja tiheät venttiilin avaukset ja sulkemiset aiheuttaisivat järjestelmään suuria paineen derivaatan muutoksia, jotka korkeiden paineiden ohella ovat haitallisia muille, epäideaalisille komponenteille.

### 3 DIGITAALIHIDRAULIIKKA

Digitaalihydrauliikan periaate juontaa juurensa menneille vuosikymmenille. Tekniikan kehittyminen on kuitenkin vasta viime vuosina mahdollistanut muilta tekniikan aloilta jo tutun digitaalisuuden hyödyntämisen moderneissa hydraulisissa järjestelmissä. Digitaalinen järjestelmä muodostuu muuttujista, jotka voivat saada vain diskreettejä arvoja. Diskreettejä arvoja voi olla rajaamaton määrä järjestelmässä, mutta kuitenkin vähintään kaksi. Digitaalisuuden etu analogisuuteen nähden on sen kyky kuvata järjestelmän tila yksiselitteisesti ilman häiriösignaalien vaikutusta käsiteltävään informaatioon. Digitaalisuutta voidaan hyödyntää hydrauliikassa käyttämällä kolmea eri tekniikkaa: On/Off -, hakkuri- ja rinnankytkentäteknikka. Kuvassa 3.1 on esitetty tekniikoiden periaatteet hydrauliventtiilien avulla, mutta niitä voidaan soveltaa myös pumppujen ja toimilaitteiden yhteyteen (Linjama 2009, Linjama et al. 2009a).



**Kuva 3.1.** Digitaaliset venttiilitekniikat: A) On/Off -tekniikka B) Hakkuritekniikka C) Rinnankytkentä.

On/Off -tekniikkaa on perinteisesti käytetty yksinkertaisissa järjestelmissä, jossa ohjausvaatimukset ja -tarkkuudet eivät ole suuria. On/Off -periaatetta käytettäessä venttiilien on eduksi olla suhteellisen hitaita estäen äkillisten tilavuusvirran muutosten aiheuttamat paineiskut. Hakkuritekniikka on omaksuttu elektroniikasta, jossa se on laajalti käytössä ja toimii hyvin. Hakkuritekniikassa venttiiliä avataan ja suljetaan suurella vakiotaajuisella signaalilla, jonka muuttuva pulssin leveys määrittää venttiilin aukioloajan ja kiinnioloajan suhteen joka on verrannollinen venttiilin läpäisevään tilavuusvirtaan. Hakkuritekniikan haasteena on tarve hyvin nopeille ja kestäville venttiileille. Hakkuritekniikan hyödyntämistä hydrauliikassa on tutkittu ja kehitetty paljon etenkin viime vuosina (Scheidl & Manhartsgruber 2005, Manhartsgruber et al. 2006).

Usean On/Off -komponentin rinnakkaiskytkentä – tästä eteenpäin digitaalihydrauliikka – muodostaa järjestelmän ulostulona vain diskreettejä arvoja. Digitaalihydrauliikka on noussut yhdeksi 2000-luvun merkittävimmistä tutkimusalueista hydrauliikan alalla. Yli kymmenen vuotta jatkunut intensiivinen tutkimus muun muassa Tampereen ja Linzin teknillisissä yliopistoissa on osoittanut digitaalihydrauliikan erittäin kil-

pailukykyiseksi perinteisiin proportionaali- ja servojärjestelmiin nähden. Digitaalihydrauliikka on herättänyt kiinnostusta myös maailmanlaajuisten komponentti- ja järjestelmävalmistajien keskuudessa ja se onkin nousemassa kuluvaan vuosikymmenen suurimmaksi uudistukseksi hydrauliikan alalla. Perinteisen, kuristussäätöön perustuvan hydrauliikan suurimpia ongelmia on ollut erittäin huono (jopa alle 5 prosentin) hyötysuhde (Virvalo & Vilenius 2000). Digitaalihydrauliikka mahdollistaa useiden kymmenien prosenttien energiatehokkuuden parantamisen hydraulijärjestelmien osalta (Linjama 2009). Digitaalihydrauliikan energiatehokkuus perustuu suurimmalta osin sen kykyyn sopeutua eri tilanteisiin jokaisen kuristusreunan muista riippumattoman erillisen säädön avulla. Viimeisimmät tutkimussuunnat ovat keskittyneet digitaalihydrauliikan periaatteiden hyödyntämiseen myös toimilaitteissa ja pumpuissa, jolloin häviötä aiheuttavaa kuristussäätöä voidaan vähentää ja energian talteenottoa lisätä (Huova & Laamanen 2009, Linjama & Huhtala 2010, Linjama 2009). Tässä työssä keskitytään kuitenkin pääasiassa digitaalihydraulisiin venttiilijärjestelmiin ja niiden ohjaukseen.

### **3.1 Digitaalihydrauliset venttiilit ja venttiilijärjestelmät**

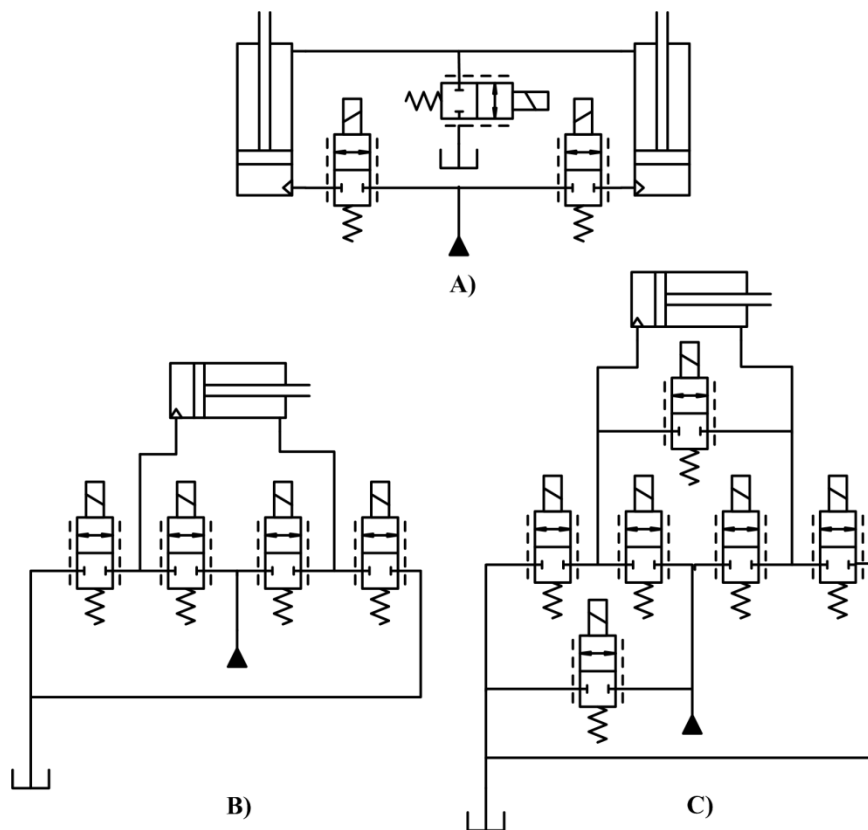
#### **3.1.1 On/Off -venttiilit**

Digitaalihydraulinen venttiilijärjestelmä muodostuu rakenteeltaan yksinkertaisten On/Off -venttiilien rinnankytkennästä. Kaupallisten On/Off -venttiilien ominaisuuksiin kuuluu yksinkertaisen rakenteen vuoksi niiden robustisuus, vikasietoisuus ja väljät toleranssit. On/Off venttiilien tuotantokustannukset ovat pienet verrattuna proportionaali- tai servoventtiileihin. Kaupallisten On/Off -venttiilien vasteajat ovat tyypillisesti olleet vaatimattomia ja rakenteet suhteellisen isoja, mutta digitaalihydrauliikan tuoma kysyntä pieniä ja nopeita On/Off -venttiilejä kohtaan on kuitenkin jo tuottanut kaivattua kehitystä (Johnson et al. 2001, Uusitalo et al. 2009, Karvonen et al. 2011).

Myös kaupallisten venttiilien vasteaikoja saadaan helposti lyhennettyä syöttämällä avauksen aikana venttiilin solenoidille hetkellisesti suuri vetojännite niin kutsutun boosterin avulla. Sulkemisaikaa saadaan vastaavasti lyhennettyä ohjaamalla hetkellisesti negatiivinen vetojännite venttiilin solenoidille esimerkiksi diodisiltojen avulla. Venttiilien avautumisaika voidaan määrittää mittaamalla venttiilin solenoidille menevä virta. Venttiilin karan liikkua solenoidin induktanssi kasvaa vaimentaen sen läpi kulkevaa virtaa. Karan osuessa päätyyn induktanssi pienenee jälleen, jolloin virtakäyrässä on nähtävissä virran derivaatan kasvu. On/Off -venttiilien vasteaikojen lisäksi tärkeä huomioitava ominaisuus on vasteaikojen hajonta. Yksittäisten On/Off -venttiilien viiveet ovat aina tietyllä toleranssilla venttiilikohtaisista. Vasteajan epävarmuus useamman venttiilin samanaikaisessa kytkennässä voi aiheuttaa tilanteen, jossa venttiilien yhteenlaskettu avauspinta-ala on hetkellisesti haluttua pienempi tai suurempi.

### 3.1.2 Digitaaliset venttiiliyksiköt

Useamman kuin kahden rinnankytketyn On/Off -venttiilin muodostamaa venttiilipakettia kutsutaan digitaalihydrauliikassa DFCU:ksi (Digital Flow Control Unit). Digitaalihydrauliikka vaatii aina järjestelmää ohjaavan kontrollerin sekä siinä suoritettavan älykkään säätöalgoritmin. Älykkäiden ja energiaa säästävien säätöjärjestelmien käyttö digitaalihydrauliikassa vaatii DFCU:ihin kytkettyjen tilavuuksien paineen mittausta. Yhdellä DFCU:lla ohjataan digitaalihydrauliikassa yhtä kuristusreunaa, joten DFCU:iden lukumäärä järjestelmässä määräytyy toimilaitteiden määrän ja haluttujen säädettävien ohjausreunojen mukaan. Kutakin DFCU:ta ja samalla kutakin kuristusreunaa voidaan ohjata muista riippumatta, mikä mahdollistaa monipuoliset kytkentävaihtoehdot eri kanavien välillä. Esimerkkejä venttiiliyksiköiden liittämiseksi järjestelmään on esitetty kuvassa 3.2.



**Kuva 3.2.** Esimerkkejä venttiiliyksikköjen kytkemisestä järjestelmään.

Kuvan 3.2 A järjestelmässä käytetään kolmea DFCU:ta yhtäaikaiseen tilavuusvirran jakamiseen, sekä sylinterien kammioiden molemmiin puoleiseen paineensäätöön. Järjestelmässä B voidaan toisista riippumatta ohjata toimilaitteen neljää kuristusreunaa, ja järjestelmässä C kuutta eri kuristusreunaa. Järjestelmillä B ja C voidaan säätää yhtä aikaa sylinterin nopeutta ja painetasoa, sekä käyttää hyväksi differentiaalikytettä, missä tilavuusvirta ohjataan sylinterin toisesta kammioista toiseen. Differentiaalikytännällä saavutetaan merkittävät energiansäästöt pumpulta tarvittavan tilavuusvirran vähentyessä. Differentiaalikytettä voidaan käyttää tilanteissa, joissa sylinteriltä tarvittavat voi-

mat ovat pieniä. Venttiilijärjestelmä C tarjoaa kaikki nelireunaventtiilin mahdolliset virtausreitit. Perinteisen nelireunaisen proportionaali- tai servoventtiilin korvaamiseen tarvitaan vähintään neljä DFCU:ta, mutta toisinkin perinteisellä yhdellä proportionaalisella venttiilillä, kuristusreunoja voidaan ohjata digitaaliventtiilistöllä muista reunoista riippumatta. Virtausreunojen erillinen ohjaus tarjoaa mahdollisuuden samanaikaiselle paineen ja tilavuusvirran säädölle. Kuristusreunojen erillinen säätö voidaan toteuttaa myös säätämällä jokaista kuristusreunaa erillisellä proportionaaliventtiilillä. Neljällä DFCU:lla saavutetaan kuitenkin paremmat säätöominaisuudet, edullisemmat kustannukset ja muut digitaalihydrauliikan mukana tuomat edut.

DFCU:ta voidaan ohjata joko PNM- (Pulse Number Modulation), PCM- (Pulse Code Modulation), tai yhdistetyllä PNM-PCM -ohjauksella. Käytössä olevista eri avauskombinaatioista puhutaan digitaalihydrauliikassa termillä tila. Venttiilistön resoluutio puolestaan muodostuu tilan vaihdon aikaan saaman tilavuusvirtamuutoksen suhteesta venttiilin maksimitilavuusvirtaan. PNM-koodatussa DFCU:ssa rinnankytkettyjen venttiilien läpäisy ovat samat ja DFCU:n kokonaisläpäisy on suoraan verrannollinen avattujen venttiilien määrään. Resoluutio on siis sama kuin käytössä olevien venttiilien määrä. Ratkaisu on ohjauksen kannalta yksinkertainen, mutta vaatii suurta määrää venttiilejä hyvän säädettävyyden aikaan saamiseksi. PNM ohjauksessa siirryttäessä tilasta toiseen, ei tarvitse tehdä ristikkäisiä kytkentöjä, joissa esimerkiksi toinen venttiili sulkeutuu ja toinen avautuu samanaikaisesti. Johtuen suuresta venttiilimäärästä, järjestelmän vikasietoisuus on erittäin hyvä. Yhden venttiilin vikaantuessa vain yhden tilanvaihdon aikana venttiilin läpäisy ei muutu.

PCM-ohjauksessa käytetään erikokoisilla virtausaukoilla varustettuja venttiilejä, joiden eri avausyhdistelmillä saavutetaan venttiilien määrään nähden suuri ohjausresoluutio. Suurin mahdollinen ohjausresoluutio saavutetaan käytettäessä ideaalista binäärikoodausta: venttiilien pinta-alat mitoitetaan sarjan  $2^0:2^1:2^2:2^3:\dots:2^n$  mukaan, missä venttiilien lukumäärä on  $n - 1$ . Tällöin esimerkiksi neljällä venttiilillä eli nelibittisellä DFCU:lla saavutetaan  $2^4 - 1$  eli 15 eri avausyhdistelmää ja vastaavasti viidellä venttiilillä 31 eri avausyhdistelmää. PCM-ohjauksen etuna on siis pienen venttiilimäärän riittäminen hyvään säädettävyyteen. Esimerkiksi tavallisen proportionaalisen venttiilin säätötarkkuus saadaan aikaiseksi neljällä venttiilillä ja servoventtiilin säätötarkkuus kuudella venttiilillä (Linjama 2008). Koodaus-menetelmänä voidaan käyttää myös muita lukusarjoja kuten Fibonaccin lukusarjaa. Binäärikoodauksen huonona puolena ovat niin sanottujen pahojen tilanvaihtojen aiheuttamat hetkelliset epävarmuudet DFCU:n kokonaisavauksessa, jotka saattavat aiheuttaa järjestelmään painepiikkejä. Pahat tilanvaihdot syntyvät tilanteissa, joissa vähintään yksi venttiili suljetaan samalla, kun toisia avataan. Vaihtoehtoisilla koodauksilla, kuten Fibonaccin koodauksella, voidaan vähentää tai poistaa kokonaan pahat tilanvaihdot (Laamanen 2005).

PNM- ja PCM-ohjauksien välimuotona voidaan pitää yhdistettyä PNM-PCM -koodausmenetelmää, jossa vain osa venttiileistä on erikokoisia. DFCU:ta ohjataan PNM-periaatteella, eli päällekkäisiä ristiin kytkentöjä ei synny. PNM-PCM -koodatulla 17 On/Off -venttiilin DFCU:lla ( $3 \times 1$  l/min +  $14 \times 2$  l/min) saavutetaan sama läpäisy kuin

31 venttiilin PNM-koodatulla DFCU:lla ( $31 \times 1$  l/min) tai viiden venttiilin binäärikoodatulla DFCU:lla ( $1 \times 1$  l/min +  $1 \times 2$  l/min +  $1 \times 4$  l/min +  $1 \times 8$  l/min +  $1 \times 16$  l/min). Yhdistetyssä PNM-PCM -säädössä saadaan vähennettyä PNM-koodauksessa tarvittavaa venttiilien määrää sekä poistettua huonot tilanvaihdot. Sylinterin asemäsäädössä suurta säädön resoluutiota tarvitaan pienillä nopeuksilla, joten sekoitetulla koodauksella voidaan saavuttaa lähes sama aseman säätötarkkuus kuin muillakin koodausmenetelmillä.

Järjestelmän vikasietoisuus voidaan toteuttaa, mikäli esimerkiksi mittausten perusteella saadaan selville vikaantunut venttiili. Vikaantuneen venttiilin tehokas kompensointi vaatii ohjausjärjestelmässä uusien tilanvaihtojen laskennan, joilla haluttu virtaus venttiilin läpi saavutetaan. Etenkin PNM-koodauksella useammankaan venttiilin vikaantuminen ei häiritse järjestelmän toimintaa muutoin kuin vähentämällä käytettävien tilojen määrää ja täten pienentäen suurinta läpäisyä.

### 3.1.3 Miniaturisointi

Koodausmenetelmän valintaan vaikuttaa tällä hetkellä eniten käytännön venttiili- ja valmistustekniikan asettamat rajoitukset. Markkinoilla olevilla suurilla ja hitailla venttiileillä on kokonaisratkaisun kannalta edullisinta käyttää binääri- tai muuta PCM-koodausta. Pienillä venttiileillä on kuitenkin teoreettiset edellytykset huomattavasti parempaan kokonaisratkaisuun. Skaalauslain mukaan: Jos oletetaan, että istukkaventtiilin karan liikematka on verrannollinen karan halkaisijaan kaavalla

$$x = kd \quad (14)$$

missä verrannollisuusvakio  $k$  on ykköistä pienempi, voidaan venttiilin virtauspinta-ala kirjoittaa muodossa

$$A = \pi x \sin \alpha \left( d - \frac{x}{2} \sin(2\alpha) \right) = d^2 k \pi \sin \alpha \left( 1 - \frac{k}{2} \sin(2\alpha) \right) \quad (15)$$

missä  $\alpha$  on yksinkertaisen neulaventtiilin neulan kärjen kulma neulan pitkittäisakselin suhteen. Tilavuusvirta voidaan kirjoittaa neliöjuurikaavan mukaan

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2(p_{in} - p_{out})}{\rho}} \quad (16)$$

missä  $\mu$  on teoreettinen teräväreunaisen kuristuksen virtauskerroin,  $p_{in}$  paine venttiilin sisäänuloportissa ja  $p_{out}$  paine venttiilin ulostuloportissa. Yhdistämällä kaavat 15 ja 16 saadaan

$$Q = d^2 k \pi \mu \sin \alpha \left( 1 - \frac{k}{2} \sin(2\alpha) \right) \sqrt{\frac{2(p_{in} - p_{out})}{\rho}} \quad (17)$$

Karan avaamiseen tarvittava voima voidaan laskea kaavalla

$$F = d^2 \pi (p_{in} - p_{out}) / 4 \quad (18)$$

ja avaustyö kaavalla

$$W_{OPEN} \approx Fx = d^3 k \pi (p_{in} - p_{out}) / 4 \quad (19)$$

Kaavasta 17 voidaan päätellä että karan halkaisijan puoliintuessa tarvitaan saman tilavuusvirran aikaansaamiseksi samalla paine-erolla nelinkertainen määrä venttiilejä, koska tilavuusvirta on verrannollinen karan halkaisijan toiseen potenssiin. Kaavan 19 mukaan, karan halkaisijan puolittuessa, neljän venttiilin avaamiseen tarvittava työ on vain puolet suuremman karan avaamiseen vaadittavasta työstä, koska avaustyö on verrannollinen karan halkaisijan kolmanteen potenssiin. Edellisessä olettamuksessa ei ole otettu huomioon karojen kokonaismassan pientymistä, eikä tarvittavan iskunpituuden lyhentymistä, mitkä laskevat edelleen tehtävän työn määrää. Pienemmän karan vuoksi myös venttiilin vasteaika lyhenee. Kokeellisia tuloksia on jo tehty ja teorian on osoitettu pätevän sekä istukka- että luistiventtiileihin. (Linjama & Vilenius 2007, Johnson et al. 2001)

### 3.2 Digitaalihydrauliikan säätö

Toimiakseen optimaalisesti digitaalihydraulinen järjestelmä vaatii huomattavasti monimutkaisemman säätöjärjestelmän verrattuna perinteisiin servojärjestelmiin. Neljän viisibittisen DFCU:n venttiiliyksikössä voidaan kullakin ohjaushetkellä valita paras tai lähellä parasta oleva tila yli miljoonan vaihtoehdon joukosta. Suuri määrä vaihtoehtoja mahdollistaa kullekin tilanteelle juuri oikean avausyhdistelmän löytämisen, mutta vaati paljon laskentatehoa. Kokonaisratkaisultaan tehokkaimmaksi ratkaisuksi on osoittautunut mallipohjainen säätö, jossa käytetään sakkofunktiota ennakoimaan eri avausratkaisuilla toteutuvia tiloja. (Linjama & Vilenius 2005)

Lähestulkoon kaikki ennen proportionaalitekniikalla toteutetut hydrauliset venttiili-toiminnot on jo toteutettu digitaalihydrauliikalla. Yksinkertaisin DFCU:n säätötapa on venttiilistön avauksen, ja samalla tilavuusvirran säätö (Huova et al. 2009). Avauksen, tilavuusvirran ja nopeuden säätö voidaan toteuttaa ilman mittausten takaisinkytkentään avoimena ohjauksena,. Toimilaitteen nopeus- tai asemasäädössä voidaan myös mitata toimilaitteen asemaa, jonka mukaan toimilaitteen asema tai nopeus saadaan säädettyä tarkasti. Useamman DFCU:n yhteissäätö mahdollistaa sekä toimilaitteen nopeussäädön, että painetasen säädön samanaikaisesti (Linjama 2003).

Painesäädössä mitataan halutun kammion paine ja avataan sen perusteella DFCU:ta joko syöttö- tai tankkipuolelta riippuen siitä halutaanko painetta nostaa vai laskea. Ohjausjärjestelmä tarvitsee painemittaukset sekä työkammioista että painelinjasta, joiden perusteella säädetään sekä DFCU:iden yli olevat paine-erot, että työkammioissa olevat painetasot. (Ijas et al. 2009) Toimilaitteen voimasäätö on painesäädön erikoistapaus. Sylinterin tuottama voima voidaan määrittää suodattamalla painemittausta ja arvioimalla sylinterin kitkoja ja muita mekaanisia toimilaitteen ulostulovoimaan vaikuttavia tekijöitä (Linjama et al. 2009b). Tässä työssä kehitettävä paineenrajoitustoiminto tullaan toteuttamaan ensimmäistä kertaa todellisessa järjestelmässä, mutta työn pohjana toimineessa julkaisussa (Boström 2011), ja sen pohjatyönä tehdyssä tutkimuksessa, esitettiin digitaalihydraulisen paineenrajoituksen toiminta simulointimallin avulla.

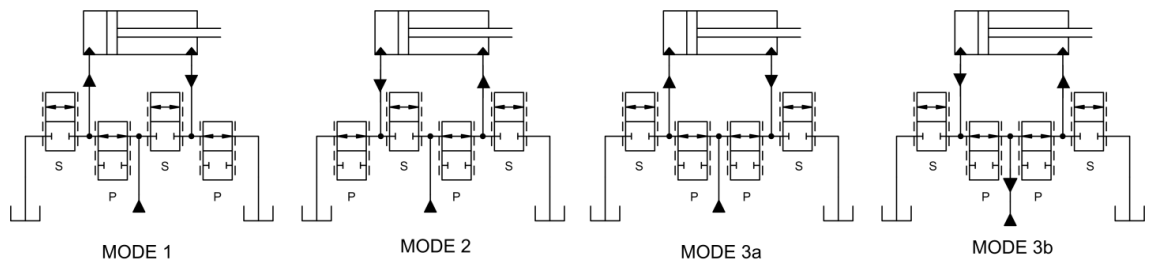


Yksi digitaalihydrauliikan haasteista on ollut huono paine- ja nopeussäädön tarkkuus pienillä nopeuksilla. Asemasäädössä juuri hitaat nopeudet ovat oleellisia tarkan säädön aikaansaamiseksi. Venttiilistön säädössä voidaan käyttää summatilavuusvirtape-riaatetta, jolloin lasketaan samaan tilavuuteen kytkettyjen eri DFCU:iden avausten yhteisvaikutus. Summatilavuusvirtojen määrä lisääntyy eksponentiaalisesti kaikissa muissa tilanteissa, paitsi mikäli DFCU:t ovat keskenään identtisiä tai kammion paine on tasan puolet syöttöpaineesta. Oikosulkuvirtaus tankkiin kasvattaa tehohäviöitä, mutta toisaalta summatilavuusvirtasäätöä tarvitaan lähinnä pienillä nopeuksilla, jolloin myös käytettävät tehot ovat pieniä. Sylinterikäytön yhteydessä menetelmästä käytetään nimitystä nelireunasäätö. (Linjama et al. 2003)

Digitaalihydraulinen kokonaisjärjestelmä, joka muodostuu digitaalisista pumpuista, toimilaitteista ja venttiiliyksiköistä, vaatii huomattavan suurta laskentatehoa, mutta mahdollistaa energiatehokkuuden viemisen hydrauliikassa ennennäkemättömälle tasolle. Järjestelmän energiatehokkuutta ei enää määrää niinkään mekaaniset ominaisuudet, vaan säätöjärjestelmän ohjelmistokoodin älykkyys.

### 3.2.1 Mallipohjainen säätö

Mallipohjainen säädin vaatii paljon laskentatehoa, joten etsintäavaruuden karsiminen sopiviin kandidaatteihin ennen laskennan aloittamista on tarpeen. Karsinta aloitetaan valitsemalla käyttötilanteeseen sopiva moodi, eli kuristusreunojen virtaussuuntien suhde toisiinsa nähden. Vaihtoehtoiset moodit sekä primääri- ja sekundääri-DFCU:t on esitetty kuvassa 3.3.



**Kuva 3.3.** Sylinterikäytön ajomoodit.

Perusmoodit sylinterikäytössä ovat inflow-outflow -moodit (MODE 1 ja 2) sekä differentiaalimoodit (MODE 3a ja 3b) eri suuntiin ajettaessa. Differentiaalimoodia voidaan käyttää kun kuormavoimat ovat riittävän pienet. Moodin valinnan yhteydessä valitaan myös primääri- ja sekundääri-DFCU:t, jotka on kuvassa 3.3 esitetty kirjaimin S ja P. Moodin valinnan jälkeen voidaan esimerkiksi sallia sekundääri-DFCU:ille vain tilat 0–2. Jo pienien sekundääristen DFCU:iden tilojen käytön on todettu parantavan huomattavasti säätötarkkuutta pienillä toimilaitenopeuksilla (Linjama & Vilenius 2005). Koska tilavuusvirrat sekundääristen DFCU:iden läpi ovat pieniä, syntyy niistä vain vähän energiahäviöitä vaikka tilavuusvirtaa ajettaisiinkin niiden kautta tankkiin. Lisäksi karsintavaiheessa lasketaan yksinkertaisia tilavuusvirta-analyysyjä, joiden avulla karsitaan ne avaukset, joilla halutut tilavuusvirrat ja painetasot eivät ole mahdollisia. Suosi-

teltava etsintäavaruuden koko ennen mallipohjaista laskentaa on noin sata. (Linjama 2003)

Mallipohjaisessa säädössä rajatulle määrälle avauskombinaatioita suoritetaan yksinkertaistetut laskennat esimerkiksi saavutettavan tilavuusvirran, paineen, männännopeuden ja/tai kytkentämäärän suhteen. Mikäli käytetään myös sekundäärisiä DFCU:ita, vaikeutuu laskenta niin paljon, että analyttisten menetelmien sijaan on käytettävä numeerisia ratkaisumenetelmiä. Linjama esittää yhtälöiden ratkaisumenetelmänä Newton-Raphson iterointimenetelmää (Linjama et al. 2003). Järjestelmää kuvaavalle tilamallille annetaan alkuarvoina järjestelmän parametreja kuten venttiilin nimelliskoot ja sylinterin mitat, sekä mittauksista saatavat kammionpaineet ja siitä edelleen suodattamalla saatava sylinteriin vaikuttava kuormavoima. Laskentojen tarkkuus riippuu käytettävän staattisen mallin tarkkuudesta sekä käytettävän mittauslaitteiston signaalin laadusta. Tyypillisesti laskettujen arvojen ja todellisten arvojen välille tulee virhettä noin kahdesta viiteen prosenttia (Linjama 2003).

Sakkofunktio muodostuu painotuskertoimilla kerrotuista parametreista, joiden yhteenlaskettu summa kuvaa venttiilin tilan huonoutta. Paras parametrikombinaatio on siis se, joka minimoi sakkofunktion arvon. Kaavassa 20 on esitetty sakkofunktio, joka ottaa huomioon sylinterin nopeusvirheen sekä tehtyjen kytkentöjen lukumäärän.

$$J = K_1 \cdot (|v_{REF} - v_{CALCULATED}|) + N_{VALVE\_SWITCHINGS} \quad (20)$$

Sakkofunktion parametreiksi voidaan asettaa esimerkiksi venttiilin kytkentöjen määrä, energian kulutus, painevirhe, nopeusvirhe tai avausvirhe. Kutakin parametria voidaan painottaa painotuskertoimella, jolloin saadaan säädettyä syntyvää ohjauskompromissia halutun erosuureen hyväksi (kaavassa 20 esitetty kirjaimella  $K_j$ ). Kaavan 20 esimerkkisakkofunktiossa riittää, että vain nopeusvirheelle  $v_{ref} - v_{calculated}$  määritellään painotuskerroin, sillä venttiilien kytkentämäärän  $N_{VALVE\_SWITCHINGS}$  vaikutus kasvaa nopeusvirheen painotuskerrointa pienennettäessä. Esimerkiksi, mikäli joissain toimilaitteen ohjaustilanteissa riittää vaatimattomampi nopeusseuranta, mutta halutaan tarkkaa painesäättöä, voidaan sakkofunktion painevirheen painotuskerrointa kasvattaa, jolloin sakkofunktio pyrkii pienentämään eniten juuri painevirhettä. (Linjama & Vilenius 2005)

### 3.2.2 Paineenrajoitus digitaalihydrauliikassa

Digitaalihydraulinen paineenrajoitustoiminto mahdollistaa paineenrajoituksen järjestelmässä ilman ylimääräisiä lisäventtiilejä. Rajoituksen kohteina voivat olla joko pääpainelinjan paineenrajoitus tai toimilaittekohtainen paineenrajoitus. Mikäli rajoitetaan järjestelmän pääpainetta, tarvitsee järjestelmässä olla painelinjan ja tankkilinjan väliin sijoitettu DFCU. Toinen vaihtoehto on käyttää useamman kuristusreunan yhtäaikaista säätöä päästämällä ylimääräinen paine jonkin toimilaittekammion kautta tankkiin. Silloin täytyy varautua toimilaitteen liikahtamiseen ja paineen vaihteluihin myös toimilaittepuolella. Tässä työssä kehitettävä paineenrajoitusfunktio avaa vain yhtä DFCU:ta, jonka poistopuolen paineena on tankkipaine.

Digitaalisen paineenrajoitusfunktion etuina perinteisiin hydromekaanisiin paineenrajoitusventtiileihin nähden on sen ohjelmoitavuus, robustisuus ja vasteajan riippumattomuus avauksen suuruudesta. Perinteisesti paineenrajoitusventtiilien asetusarvot on asetettu joko valmiiksi tehtaalla tai käsin loppukäyttäjän toimesta. Digitaalihydraulisen paineenrajoitusfunktion yksi suurimmista eduista on ohjelmallisesti asetettavat avauspaine ja tilavuusvirtariippuvuus. Analogiset paineenrajoitusventtiilit toimitetaan usein eri painealueille tarkoitettuina, jolloin venttiili sisältää kuhunkin painealueeseen sopivan jousen. Digitaalisessa ratkaisussa jousen ominaisuudet, esikiristys ja jousivakio, on ikään kuin käyttäjän aseteltavissa ohjaustietokoneen kautta.

Venttiilin tarkoitus järjestelmässä on toimia turvallisuusventtiilinä, joten sen toiminnan luotettavuus on tärkeää. Digitaalihydrauliikan ominaisuuksiin kuuluu hyvä vikasietoisuus, sillä digitaalinen venttiiliyksikkö koostuu suuresta määrästä yksinkertaisia ja robusteja venttiilejä. Hydromekaanisen paineenrajoitusventtiilin hyviin ominaisuuksiin kuuluu sen riippumattomuus sähkönsaannista. Digitaalihydraulisen paineenrajoitusfunktion ohjausyksikön sähkönsaanti on turvattava. Sähkökatkoksen sattuessa digitaalisen venttiiliyksikön kaikki On/Off -venttiilit sulkeutuvat venttiilien sisäisten jousen avulla. Tällöin toimilaitteet pysähtyvät äkillisesti mikä saattaa aiheuttaa korkeita paineipikkejä järjestelmään. Teollisuudessa venttiilejä ohjaava kontrolleri on turvattava sähkökatkoksen varalta akustolla. Myös yhden kontrollerin odottamattomaan kaatumiseen tulisi varautua esimerkiksi kytkemällä useita kontrollereita ristiin, jolloin järjestelmä saataisiin pidettyä hallinnassa myös yhden järjestelmän kaatuessa.

Eräs vaihtoehto, jolla DFCU:n toimintaa saataisiin varmemmaksi, olisi rakentaa DFCU niin, että se sisältäisi itsessään tiiviissä paketissa ohjauselektroniikan, akun sähkönsaamiseen, anturoinnin sekä yksinkertaisen kontrollerin, jolla turvattaisiin paineenrajoituksen toiminta. Jotta DFCU:n rakenne voitaisiin pitää mahdollisemman pienenä, voitaisiin varsinaista paineenrajoitusfunktiota pyörittää muualle sijoitetussa pääohjausyksikössä, ja käyttää DFCU:n sisäisessä kontrollerissa yksinkertaistettua mallia, jota käytettäisiin vain kun varsinaisen ohjaustietokoneen lähettämässä signaalissa tai virran syötössä esiintyy ongelmia.

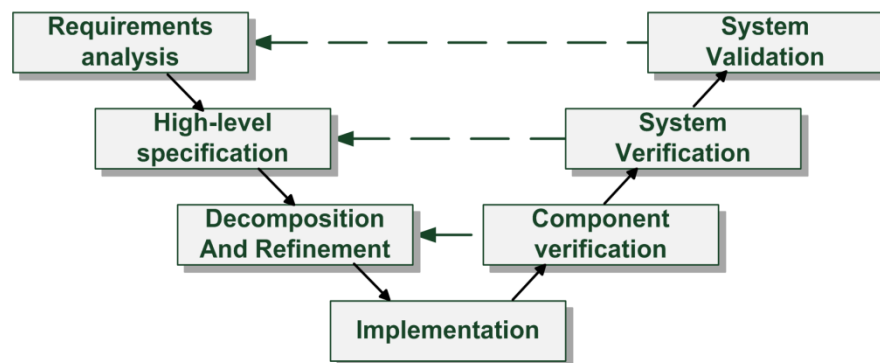
### 3.3 Säättäjän suunnittelumenetelmät

Hydraulisten järjestelmien turvallisuus on taattava kaikissa tilanteissa, koska käsiteltävät kuormat ovat yleensä suuria ja niitä liikutellaan ihmisten läheisyydessä. Digitaalihydrauliikassa säätöjärjestelmät ovat jo nyt huomattavasti monimutkaisempia kuin perinteisten hydraulijärjestelmien säätimet. Jotta vaaroja aiheuttavat tai työn seisauttavat vikatilanteet järjestelmässä saadaan minimoitua, täytyy ohjelmistokoodin laatua jatkuvasti kehittää. Ohjelmiston laatu kertoo ohjelmiston kyvyn toimia luotettavasti, tehokkaasti ja virheettömästi (Smith 1987).

Säätimien monimutkaistuessa lisääntyvät myös suunnittelu- ja ohjelmointivirheet, ellei oikeita menetelmiä käytetä. Suunnitteluvirheet syntyvät väärästä tai puutteellisesta toiminnan määrittelystä, kun taas ohjelmointivirheet johtuvat inhimillisistä virheistä tai

väärinymmärryksistä. Säätimien kehittämisessä tulisi noudattaa ohjelmistotekniikassa käytettyjä tekniikoita, jotta suunnitteluvaiheessa syntyvät virheet saataisiin poistettua, ja jotta ne huomattaisiin mahdollisimman aikaisessa vaiheessa suunnitteluprosessia. Virheiden huomaaminen mahdollisimman aikaisessa suunnittelun vaiheessa nopeuttaa projektin kulkua ja tulee samalla taloudellisesti kannattavaksi.

Digitaalihudraulisten säätäjien suunnittelu on yleensä pohjautunut tapauskohtaisiin kokeiluihin, koska toistaiseksi järjestelmät ovat olleet suurimmilta osin prototyyppisiä ja kokeiluja. Tulevaisuudessa säätäjien suunnittelun siirtyessä enemmän kaupalliselle puolelle tarvitaan suunnitteluun järjestelmällisyyttä. Boström esittää digitaalihudraulisen säätäjän suunnitteluprosessiksi ohjelmistosuunnittelussa käytetyn V-mallin pohjalta laadittua työjärjestystä (Boström 2011). Boströmin modifioitu V-malli on esitetty kuvassa 3.4.



**Kuva 3.4.** Digitaalihudrauliiikan säätäjän suunnitteluprosessi. (Boström 2011)

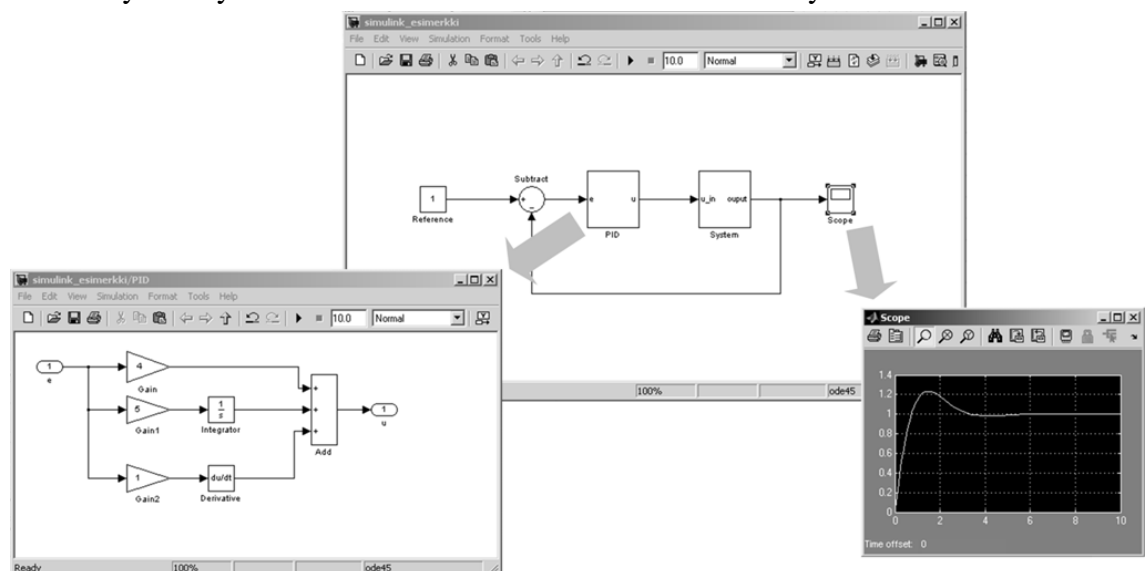
V-mallin vasemmalla puolella ovat suunnittelun lähtökohdat ja toiminnan määrittelyt, alhaalla varsinainen ohjelmointityö ja oikealla toiminnan varmentamiseen pyrkivät työvaiheet. Varsinainen ohjelmointityö kuuluu vain yhteen vaiheeseen ja sen osuus koko suunnitteluprosessissa on varsin pieni. *Requirements analysis* -vaiheessa esitetään järjestelmältä ja säätäjältä halutut ominaisuudet. Tämä vaihe ei ota kantaa säätäjän rakenteeseen, vaan pikemminkin asettaa säätäjälle rajat ja tehtävät, jotka sen on toteutettava. *High-level specification* -vaiheessa suunnitellaan säätäjän ylimmän tason malli ja sen alimallien toiminta informaalisien määrittelyjen avulla. Tässä vaiheessa järjestelmälle asetetut vaatimukset siirretään ohjelmointialustalle ja etsitään toteuttamistavat, joilla vaatimukset saadaan toteutettua. Ylemmän mallin suunnittelun jälkeen siirrytään alimallien toiminnan yksityiskohtaiseen määrittämiseen (*Decomposition and Refinement*), jonka jälkeen voidaan suorittaa varsinainen ohjelmointi (*Implementation*). Ohjelmointi on suoraviivaista, koska edellisissä vaiheissa tehty määrittelyt ovat hyvin yksityiskohtaisia ja yksiselitteisiä. Ohjelmoinnin jälkeen jokaisen alimallin toiminta varmistetaan tehtyjen sopimusten avulla (*Component verification*). Koko säätöjärjestelmän koodin varmennus toteutetaan ylätasen malleille asetettujen sopimusten mukaisesti *System Verification* -vaiheessa. Järjestelmän lopullinen toiminta varmistetaan *System Validation* -

vaiheessa varsinaisella järjestelmällä joko manuaalisia tai automaattisia testaustmenetelmiä hyödyntäen. (Boström 2011).

Digitaalihydraulisen säätäjän suunnitteluvaiheessa on järkevää ottaa huomioon säätäjämallin uudelleen käyttömahdollisuudet. Mikäli mahdollista, on säätäjän rakenteen oltava riippumaton toimintaympäristöstä ja venttiilikonfiguraatiosta. Mallin huolellinen dokumentointi on oleellinen monimutkaisia säätäjärakenteita uudelleen käytettäessä.

### 3.3.1 Simulink ohjelmointialustana

Digitaalihydraulisten säätöjärjestelmien kehitysalustaksi on vakiintunut MathWorks Inc. yhtiön MATLAB-ohjelmiston Simulink-lisäosa. Matlab on laajalti eri tieteenaloilla käytetty laskentaohjelmisto, jolla voidaan ratkaista hyvinkin vaativia matemaattisia ongelmia numeerisin menetelmin. MATLAB tarjoaa laajan tuen muun muassa eri ohjelmointikielille kuten C++, Java, Fortran ja Python, sisältäen tuen myös olio-ohjelmoinnille ja ohjelmiston debuggaukselle. Simulink-lisäosalla voidaan simuloida ja suunnitella mallipohjaisia järjestelmiä yksinkertaisella ja intuitiivisella alimalleihin perustuvalla lohko-kaaviokäyttöliittymällä. Esimerkki simulink-mallista on esitetty kuvassa 3.5.



**Kuva 3.5.** Esimerkki Simulink -lohkokaaviomallista.

Simulinkissä päämalli sisältää alimalleja, jotka taas vastaavasti voivat sisältää lukuisia alimalleja alimalleineen. Mallihierarkia selkeyttää mallin rakennetta ja tekee siitä helppolukuisen. Kuvan 3.5 mallissa on kaksi alimallia (*PID* ja *System*), jotka kytkeytyvät toisiinsa yksisuuntaisilla signaaleja kuvaavilla viivoilla. Yhdistetty mallien suunnittelu ja simulointimahdollisuus tarjoaa tehokkaan kehitysympäristön säätömallien rakentamiselle. Mallin testaus onnistuu parhaiten, mikäli toimintaympäristön järjestelmästä on olemassa riittävän tarkka malli. Simulink tarjoaa valmiina kattavan kirjaston erilaisia algoritmeja sisältäviä lohkoja sekä mahdollisuuden luoda omia funktiolohkoja Matlab -ohjelmointikielellä. Näillä työkaluilla on mahdollista mallintaa hyvinkin tarkasti lähes mikä tahansa järjestelmä. Simulink mahdollistaa lisäksi signaalien moniulotteisuuden ja

eri aikavälein tapahtuvat laskennat. Lohkojen välillä kulkevat signaalit voivat olla skalaareja, vektoreita tai matriiseja. Mallin sisältävien differentiaaliyhtälöiden laskennassa käytetään valinnan mukaan joko diskreeteille järjestelmille tarkoitettuja diskreettiaikaisia ratkaisijoita tai jatkuva-aikaisille järjestelmille tarkoitettuja muuttuva-aikaisia ratkaisijoita. Ratkaisijan valinta riippuu lisäksi mallin differentiaaliyhtälöiden jäykkyydestä. Simulink Coder -lisäohjelmisto mahdollistaa myös säätäjän nopean testaamisen generoimalla ohjelmiston automaattisesti reaaliaikaiselle järjestelmälle.

### 3.3.2 Sopimuspohjainen ohjelmointi säätäjän suunnittelussa

Sopimuspohjainen ohjelmointi on ohjelmistotekniikassa käytetty menetelmä jossa ohjelmiston eri osien väliselle dataliikenteelle luodaan ehdot, joiden mukaan niiden on toimittava. Sopimuspohjaisen ohjelmoinnin tarkoitus on parantaa ohjelmiston laatua ja samalla ohjelmiston luotettavuutta, sekä vähentää ohjelmistossa esiintyvien virheiden määrää. Menetelmä on alun perin kehitetty käytettäväksi olio-ohjelmoinnissa Eiffel -ohjelmointikielelle, mutta Boström esittää menetelmän käytön hyödyttävän myös digitaalilihydraulisen säätäjän suunnittelua Simulinkissä. (Boström 2007)

Simulink -pohjaisessa säätäjässä kunkin alimallin lohko kuvaa yhtä ohjelmiston osaa. Mallin toiminta perustuu lohkojen väliselle kommunikoinnille, jolloin jokin lohko toimii aina lähettäjälohkona ja toinen vastaanottajalohkona. Lohkoon saapuvan datasihtaalalin oikeellisuuden määrittelyksi lohkolle muodostetaan esiehdot, mitkä saapuvan signaalin on toteutettava. Vastaavasti lohkoista lähtevän signaalin on toteutettava jälkiehdot, mitkä takaavat lähtevän signaalin oikeellisuuden. Näin ollen kahden lohkon välillä kulkevalle signaalille muodostuu sekä esi- että jälkiehdot, jotka yhdessä muodostavat lohkojen välisen sopimuksen signaalin oikeellisuudesta. (Boström 2007)

Sopimuspohjainen ohjelmointi tekee säätäjän suunnittelusta tarkempaa ja yksityiskohtaisempaa, jolloin virheiden määrä vähenee. Sopimusten määrittely myös auttaa ohjelmoijaa havaitsemaan virheet helpommin. Ohjelman testaus helpottuu, sillä kukin ohjelmistokomponentti voidaan testata erikseen ja sopimusten tarkistusvaiheessa sopimusrikkomuksesta on helppo jäljittää virhelähde. Sopimuspohjainen suunnittelu myös tekee komponenteista itsenäisempiä, jolloin lohkojen uudelleen käytettävyys paranee. (Boström 2007)

Digitaalilihydraulisessa säätöjärjestelmässä lohkon esi- ja jälkiehdot kuvataan loogisilla, formaaleilla tai sanallisilla lausekkeilla, joiden täytyy olla tosia. Esiehdot voivat olla esimerkiksi muodossa:

1.  $p_1 > -p_{at}$
2.  $p_2 > -p_{at}$
3.  $p_1$  ja  $p_2$  ovat reaaliarvoja ja skalaareja.

Ehdot yksi ja kaksi asettavat paineille  $p_1$  ja  $p_2$  ehdon, että ne ovat absoluuttista nollapainetta  $-p_{at}$  suuremmat eli toisin sanoen paineet voivat alimmillaan olla ilmanpaineen verran paineantureiden nollatasoa alempia. Kolmas ehto määrää datasihtaalalin datatyyppin reaaliseksi ja skalaariksi arvoksi. Jälkiehdot voivat olla esimerkiksi muodossa:

1. If  $Q \geq 0$ , then  $p_1 \geq p_2$
2. If  $Q \leq 0$ , then  $p_1 \leq p_2$ .

Jälkiehdot määrittelevät, että virtauksen suunnan täytyy olla samansuuntainen paineeron  $p_1 - p_2$  kanssa suuremmasta paineesta pienempään tai nolliä. Ehtojen toteutumisesta on helpointa toteuttaa sijoittamalla Simulink-malliin erillinen tarkistuslohko, johon tarvittavat signaalit kerätään. Erillinen tarkistuslohko tosin sekoittaa hieman mallin rakennetta ja heikentää mallin ymmärrettävyyttä.

### 3.3.3 Tarkennusmenetelmä ja suunnittelun dokumentointi

Tarkennusmenetelmä perustuu ohjelmiston suunnittelutyön jakamiseen hierarkkisesti eteneviksi vaiheiksi, jolloin saadaan selkeä työjärjestys ohjelmointityölle. Tarkennusmenetelmä sopii hyvin sekä sopimuspohjaiseen suunnitteluun, että Simulink -ympäristöön. Säättäjän mallista tehdään aluksi abstrakti spesifikaatio, joka toimii ikään kuin käyttöohjeena säättäjän käyttäjälle. Abstraktissa spesifikaatiossa määritellään aluksi säättäjän toiminta, käyttökohteet ja toimintavaatimukset. Käyttäjän parametrit tulee määrittellä niin tarkasti, että niiden asettaminen on yksiselitteistä. Abstraktissa spesifikaatiossa tulee olla myös ylimmän tason Simulink -malli ja sen sopimusmenetelmällä luodut esi- ja jälkiehdot. Abstrakti spesifikaatio on vapaamuotoinen dokumentaatio, mikä voi sisältää esimerkiksi selkeyttäviä kuvaajia. Suunnittelun edetessä on abstraktin spesifikaation päivittäminen ajoittain tarpeen.

Seuraavissa vaiheissa määritellään alimallien sisältö, toiminta ja parametrit sopimuksineen. Alimallien määrittelyssä määritetään myös mallin sisäiset parametrit. Tarvittavat tarkennuskerrat riippuvat mallin laajuudesta ja ”syvyydestä”. Periaatteessa jokaiselle alimallitasolle tulee tehdä erillinen tarkennusmäärittely. Määrittelyvaiheet dokumentoidaan abstraktin määrittelyn tavoin selkeästi samaa ulkoasua käyttäen.

## 4 PAINEENRAJOITUSSÄÄTIMEN SUUNNITTELU JA TOTEUTUS

Paineenrajoitussäätimen suunnitteluvaiheet löytyvät liitteestä 2 esitettyjen suunnittelu- menetelmien mukaisesti dokumentoituna. Paineenrajoitusfunktion toimintaa simuloi- daan yksinkertaisessa järjestelmässä, josta voidaan arvioida säätäjän toiminta todellises- sa järjestelmässä. Järjestelmän mallissa on pyritty yleistämään järjestelmän ominaisuu- det niin, että niistä voidaan tehdä johtopäätöksiä mahdollisimman yleisellä tasolla. Suunnitteluvaiheessa tutkitaan vaihtoehtoisista venttiilikonfiguraatioista kuusi venttiili- nen binäärikoodattu DFCU ja 64 venttiilinen PNM-koodattu DFCU. Eri nopeuksilla avautuvista venttiileistä vertaillaan 0,5:ssä, kahdessa ja kymmenessä millisekunnissa avautuvat venttiilit.

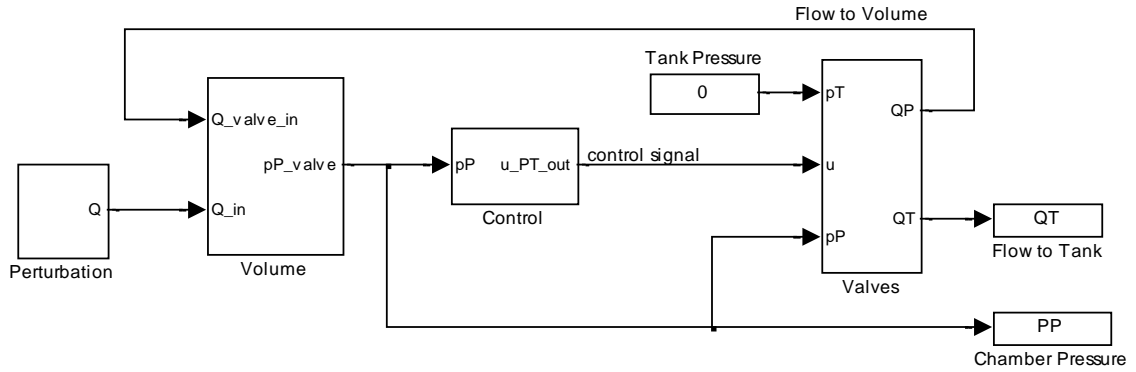
### 4.1 Mallinnettu järjestelmä

Mallinnettu järjestelmä koostuu yksinkertaisesta vakiotilavuuksisesta ja ideaalisen jäyk- käseinäisestä kammioista. Nesteen ilman osuus oletetaan nolaksi ja järjestelmän ainoat joustot syntyvät nesteen kokoonpuristuvuudesta, joka oletetaan vakioiksi. Venttiiliyksik- kö on mallinnettu olettaen yksittäisten venttiilien viiveiden olevan identtisiä ja virtaus- suunnasta riippumattomia. PNM-säädössä käytetyt On/Off -venttiilit läpäisevät 0,5 lit- raan viiden baarin paine-erolla ja binäärisäädössä suurimman venttiilin läpäisy on 15,5 litraa viiden baarin paine-erolla. Tällöin ideaalisen binäärikoodatun DFCU:n läpäisy vastaa 62-venttiilisen PNM koodatun DFCU:n läpäisyä, joka on 30 litraa minuutissa viiden baarin paine-erolla. Venttiilit on mallinnettu käyttäen turbulenttisen virtauksen eksponenttikaavaa:

$$Q_{VALVE} = u_{AV} \cdot kv \cdot \text{sgn}(p_P - p_T) \cdot (p_P - p_T)^{ex} \quad (21)$$

missä  $Q_{VALVE}$  on virtaus venttiilin läpi tankkiin,  $u_{AV}$  venttiilin suhteellinen avaus,  $kv$  vir- tauskerroin,  $p_P$  paine tilavuudessa ennen DFCU:ta,  $p_T$  paine tankkilinjassa ja  $ex$  paine- eron eksponentti. Tankkipuolen paine mallinnetaan simuloinneissa nolaksi. DFCU:n kokonaisläpäisy lasketaan yksittäisten venttiilien läpäisyiden summana. Venttiilien dy- namiikka on mallinnettu viiveeksi ja sitä seuraavaksi vakiokiihtyvyydellä muuttuvaksi karan liikkeeksi ja täysin jäykäksi päätymalliksi. Järjestelmän päätason malli on esitetty kuvassa 4.1.





**Kuva 4.1.** Simulointiympäristön päätason malli.

Häiriösignaalina järjestelmän tilavuuteen annetaan askelmainen tilavuusvirta. Häiriötilavuusvirran suuruus ja tilavuuden hydraulinen kapasitanssi määrää paineen derivaatan arvon ennen venttiilin avautumista kaavalla

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\Sigma Q}{C_H} \quad (22)$$

missä  $\Sigma Q$  on tilavuuteen virtaavien ja siitä poistuvien tilavuusvirtojen summa. Ohjaussignaalit käsitellään diskreetillä aikavälillä kun taas venttiilien ja järjestelmän tilavuuden ja paineen laskenta tapahtuu jatkuvalla aikavälillä. Differentiaaliyhtälöiden laskennassa käytetään ratkaisijana Simulinkin ode23t-solveria, joka antaa kyseiselle ympäristömallille parhaimman laskentatuloksen, kun tarkkaillaan venttiilien avautumisia lyhyellä aikavälillä.

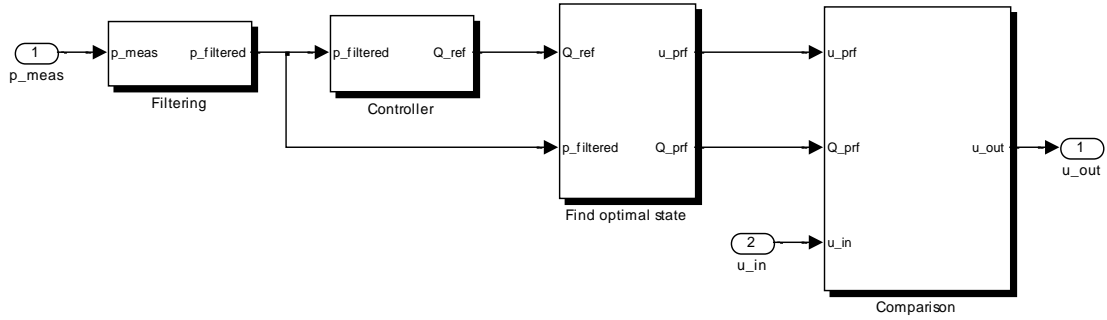
## 4.2 Paineenrajoitussäätimen rakenne

Digitaalihydraulinen paineenrajoitus tarkkailee kontrollitilavuuden painetasoa, ja avaa venttiilistöä sitä enemmän, mitä suurempi paine on. Tilavuusvirran kasvaessa, painetaso nousee mahdollisimman lineaarisesti, venttiilistön kokoonpanosta riippuen. Paineenrajoitusfunktioille annetaan parametreina liitteessä yksi esitetyt parametrit, joista tärkeimmät ovat avauspainetaso  $p_{cracking}$  ja painetason nousun tilavuusvirran kasvaessa määräämä  $p_{max\_rel}$ . Painetason nousun määräävä  $p_{max\_rel}$  määrittää paineen suhteellisen nousun, millä venttiilistö avaa seuraavan tilan. Käyttäjä määrittää parametrin prosentuaalisena paineen nousuna avautumispaineesta, millä kaikki venttiilistön venttiilit avataan. PNM-koodausta tai ideaalista binäärikoodausta käytettäessä, seuraavan tilan käyttöönottoon tarvittavan painenousun voi määritellä kaavalla

$$\Delta p_{state} = \frac{p_{cracking} \cdot (1 + \frac{p_{max\_rel}}{100})}{n_2} \quad (23)$$

missä  $n_2$  on käytettävien tilojen lukumäärä.

Paineenrajoitusfunktio vertailee DFCU:hun kytkettyjen muiden säätäjien antamia ohjaussignaaleja, ja antaa venttiileille ohjaussignaalin, joka tuottaa suurimman tilavuusvirran. Säätäjän päätason malli on esitetty kuvassa 4.2.



**Kuva 1.2.** Paineenrajoitusfunktion päätason malli.

Päätason malli koostuu neljästä alimallista, jotka hoitavat painesignaalin suodatuksen (*Filtering*), säätäjän referenssin laskennan (*Controller*), optimaalisen venttiilien avausyhdistelmän etsimisen (*Find optimal state*) ja vertailun muihin säätäjiin (*Comparison*). *Filtering* alimalli sisältää mitatun painesignaalin suodatuksen ja hystereesin lisäämisen. Suodatuksen ja hystereesin tarkoitus on poistaa mittasignaalin kohina ja täten rauhoittaa säätimen toimintaa ja vähentää turhia kytkentöjä. Suodatusmenetelmänä käytetään ensimmäisen kertaluvun suodatusta, jonka säädettävänä parametrina on aikavakio  $T_{filt}$ . Hystereesiksi määritetään prosentuaalinen osuus asetetusta avauspaineesta.

*Controller* alimalli laskee suodatetun paineen perusteella säätimen referenssitilavuusvirran, johon venttiilistön avauksella tulee pyrkiä. Referenssiarvo lasketaan yhtälön

$$Q_{REF} = u_{PRF\_out} \cdot \sum_{i=1}^{n_I} (\bar{Q}_{NOM})_i \quad (24)$$

mukaan, missä  $\bar{Q}_{NOM}$  on vektorimuodossa jokaisen venttiilin ominaistilavuusvirta asetetulla avautumispaineella,  $u_{PRF\_out}$  on paineen ylityksen mukaisesti määräytyvä ohjaussignaali nolasta yhteen ja  $n_I$  on venttiilien lukumäärä. Ohjaussignaalin arvo on riippuvainen painesignaalista kaavalla

$$u_{PRF\_out} = \frac{p_{filtered} - p_{cracking}}{p_{max} - p_{cracking}}, \quad (25)$$

missä  $p_{max}$  määritellään kaavalla

$$p_{max} = p_{cracking} \cdot \left( 1 + \frac{p_{max\_rel}}{100} \right) \quad (26)$$

eli toisin sanoen  $p_{max}$  on painetaso, jolla säätimen ulostulo on maksimissaan eli kaikki venttiilit avataan. Käyttämällä säätäjän referenssinä tilavuusvirta-arvoa sen sijaan että käytettäisiin suoraan ohjaussignaalia  $u_{PRF\_out}$ , päästään eroon venttiilikokoonpanon tilojen mahdollisesta epälineaarisuudesta. Tietyillä koodauksilla saattaa tulla tilanteita, joissa suuremmalla tilalla toteutuu pienempi läpäisy kuin pienemmällä tilalla. Paineenrajoitussäätö voidaan myös ajatella P-säädöksi, jonka vahvistus on

$$KQ = \frac{Q_{REF}}{p_{max} - p_{cracking}} \quad (27)$$

ja erosuure

$$e = p - p_{cracking} \quad (28)$$

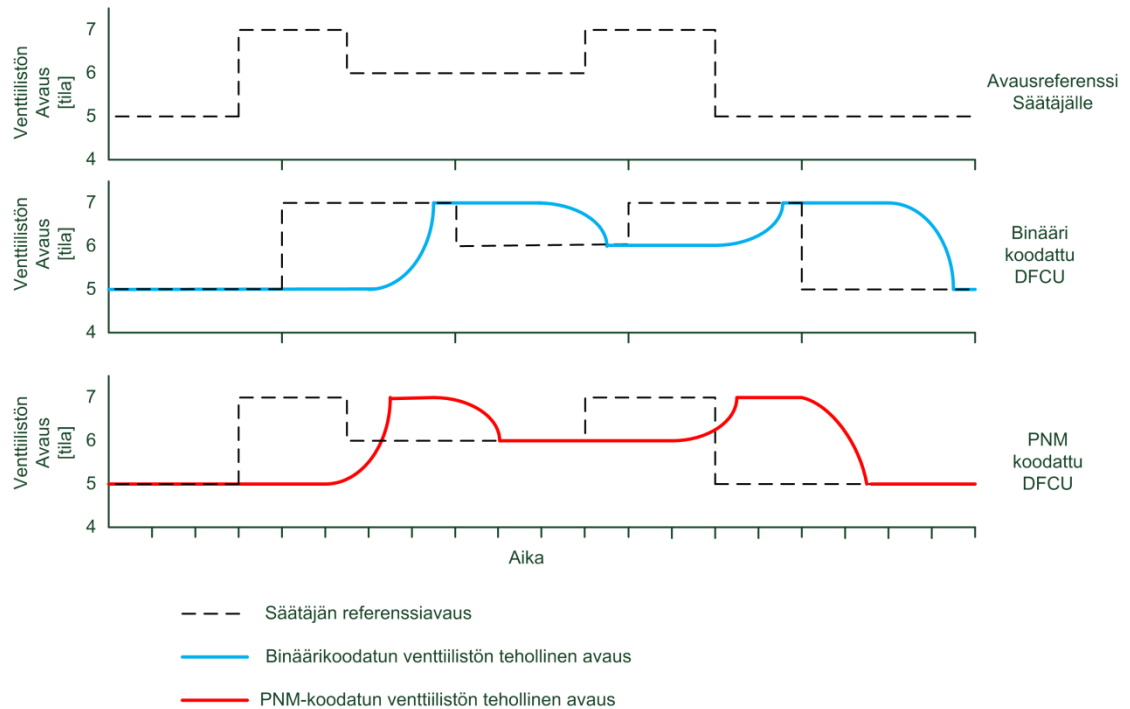
jolloin säätimen laskema kokonaistilavuusvirtareferenssi saadaan kaavalla:

$$Q_{REF} = KQ \cdot e. \quad (29)$$

Vahvistuksen kaavasta 27 nähdään, että säätimen dynamiikka riippuu sekä DFCU:n maksimiläpäisystä, että maksimipaineen ja avautumispaineen erosta. Venttiiliyksikön dynamiikan osalta onkin yhdentekevää kasvatetaanko venttiilistön kokoa vai pienennetäänkö absoluuttista avauspaine-eroa ( $p_{MAX} - p_{CRACKING}$ ). Mikäli venttiilin avautumispainetasoa nostetaan, voidaan suhteellista avauspaine-eroa  $p_{max\_rel}$  pienentää niin että absoluuttinen avauspaine-ero ja vahvistus pysyvät samoina. Suuri vahvistus mahdollistaa nopeamman avautumisen, matalamman painetason sekä pienemmän värähtelyamplitudin staattisen tilavuusvirran aikana, mutta vahvistuksen ollessa liian suuri, saa se säätimen käyttäytymään epästabiilisti. Pieni vahvistus rauhoittaa paineen värähtelyä hidastaen avautumista ja kasvattaen painetason nousua tilavuusvirran kasvaessa. Myös staattisen tilan värähtelyn amplitudi kasvaa vahvistuksen pienentyessä. Paineenrajoituksen staattiseen tilan tarkkuuteen vaikuttaa suuresti säätimen resoluutio, mikä määräytyy käytössä olevien tilojen määrän mukaan.

Referenssitilavuusvirran laskennan jälkeen *Find optimal state* alimalli etsii avauskombinaation, jolla toteutuva tilavuusvirta on lähinnä referenssitilavuusvirtaa, mutta kuitenkin sitä suurempi. PNM-koodausta käytettäessä alimalli etsii myös avauskombinaation, joka saadaan toteutettua nopeiten. Binäärisäädössä käytetään kahta eri näyteväliä ( $T_S$  ja  $T_{S2}$ ), joista lyhyempää ( $T_S$ ) käytetään mittausdatan keräämiseen ja sen suodattukseen, ja pidempää näyteväliä venttiilin ohjauksen laskentaan ja päivittämiseen. Näytevälin  $T_{S2}$  on oltava varmasti venttiilin avautumisaikaa pidempi, jotta venttiilin karan voidaan varmuudella olettaa olevan täysin auki tai kiinni ennen seuraavaa ohjausta. Binäärisäädössä säätimen reagointiviivettä syntyy hystereesin lisäksi enintään ajan  $T_{S2} - 2 \times T_{S2}$  verran, koska paineen muutoksiin reagoidaan vain ajan  $T_{S2}$  välein.

PNM-säädössä voidaan käyttää venttiilien ohjauksessa semafori-periaatetta, jossa on käytössä vain yksi lyhyt näyteväli. Haluttu avauskombinaatio lasketaan jokaisella näytevälillä, jonka jälkeen avataan tai suljetaan vapaana olevia venttiilejä haluttu määrä. Venttiilit, joiden statusta muutetaan, merkitään varatuiksi ajaksi  $T_{S2}$ , joka on siis sama kuin binäärisäädön hidas näyteväli. Tällöin uusia venttiilejä voidaan avata tai sulkea lyhyen näytevälin  $T_S$  välein ja viivettä syntyy hystereesin lisäksi enintään ajan  $T_{S2}$  verran kun oletetaan, että  $T_S$  on huomattavasti  $T_{S2}$ :sta lyhyempi. Lyhyt näyteväli voidaan valita vapaasti ohjauslaitteiston laskentakyvystä riippuen. Binäärisäädön ja PNM-optimoidun säädön periaatteita on selvitetty kuvassa 4.3.



**Kuva 4.3.** PNM-koodaus mahdollistaa nopeamman näytevälin ja muista venttiileistä riippumattoman säädön.

Molemmissa koodaustavoissa paine mitataan näytevälillä  $T_S$ . Kuvan 4.3 esimerkissä avausreferenssi on laskettu mitatun paineen perusteella ja selvennyksen vuoksi lyhyempi aikaväli  $T_S$  on vain neljä kertaa pidempää aikaväliä  $T_{S2}$  lyhyempi. Binäärikoodatussa järjestelmässä venttiiliä voidaan päivittää vain aikavälin  $T_{S2}$  välein, kun taas PNM-koodatussa järjestelmässä avausreferenssiä päivitetään aikavälin  $T_S$  välein. PNM-koodauksella venttiilejä voidaan siis avata ja sulkea yhden nopean näytevälin välein, mikä mahdollistaa nopeat tilanvaihdot. Paineen noustessa nopeasti, on PNM-koodatulla venttiilistöllä taipumus muuttaa tilaa ramppimaisesti nopealla aikavälillä, kun taas vastaavasti binäärikoodatussa venttiilistössä tila päivittyy hitaalla aikavälillä ja suurin askelein.

Syntyvää tilavuusvirtaa verrataan järjestelmän muiden säätäjien antamiin teoreettisiin tilavuusvirtoihin *Comparison* alimallissa. Vaihtoehtoisista säätäjien ulostuloista valitaan venttiileille meneväksi ohjaukseksi suurimman tilavuusvirran tuottava ohjaus. Vertailulla saadaan vähennettyä paineenrajoitustoiminnon vaikutusta muuhun säätöjärjestelmään ja täten reagoimaan vain haitallisiin painepiikkeihin.

### 4.3 Parametrien järjestelmäkohtainen viritys

Paineenrajoitusfunktion parametrit on esitetty liitteessä yksi. DFCU:n, johon paineenrajoitustoiminto halutaan lisätä, perusteella asetetaan tarvittavat venttiilimallin parametrit, venttiilien lukumäärä sekä venttiilien koodausmenetelmä. Paineenrajoituksen asetuspainne ja tilavuusvirtariippuvuusprosentti voidaan valita vapaasti. Suurin tilavuusvirta voidaan laskea likimääräisesti kaavalla

$$Q_{MAX} = \left( p_{cracking} \cdot \left( \frac{p_{max\_rel}}{100} - 1 \right) \right)^{ex} \cdot \sum_{i=1}^{n1} (\bar{k}_v)_i \quad (30)$$

missä  $\bar{k}_v$  on vektori, joka sisältää jokaisen venttiilin virtauskertoimen. Paine nousee lineaarisesti tilavuusvirtaan nähden joten paineen nousunopeus tilavuusvirran funktiona on

$$\frac{\Delta p}{\Delta Q} = \frac{p_{cracking} \cdot \left( \frac{p_{max\_rel}}{100} - 1 \right) - p_{cracking}}{Q_{MAX}} = \frac{p_{cracking} \cdot p_{max\_rel}}{100 \cdot Q_{MAX}} \quad (31)$$

Kaavan 31 saadaan määritettyä likimääräinen painetaso mielivaltaisella tilavuusvirralla. Kääntäen kaava 31 voidaan muuntaa muotoon:

$$p_{max\_rel} = \frac{100 \cdot Q_{MAX}}{p_{cracking}} \cdot \frac{\Delta p}{\Delta Q} \quad (32)$$

mikä voidaan syöttää parametrina säätäjälle. Mikäli  $\Delta p / \Delta Q$  pidetään vakiona, saadaan paineenrajoitussäätimen vahvistus pidettyä vakiona kun avauspainetasoa muutetaan. Tällöin avauspainesuhde  $p_{MAX\_REL}$  kasvaa sitä suuremmaksi, mitä pienempi asetuspaino on.

Paineenrajoituksen pidempi näyteväli täytyy valita venttiilien viivettä pidemmäksi, ja lyhyempi näyteväli sen mukaan, miten paljon mittaustietokoneen kapasiteettia on käytössä, ja miten paljon laskentakapasiteetista halutaan käyttää paineenrajoitussäätimen toimintaan. Suodatuksen rajataajuus täytyy valita lyhyempää näyteväliä hitaammaksi – mittakohinan ja järjestelmän jäykkyyden mukaan. Todellinen suodatustaso ja hystereesi voidaan säätää normaalisti pieneksi. Suodattimen aikavakio ja hystereesin arvo on hyvät kokeilla mahdollisimman suurilla tilavuusvirroilla parhaimman toiminnan aikaansaamiseksi.

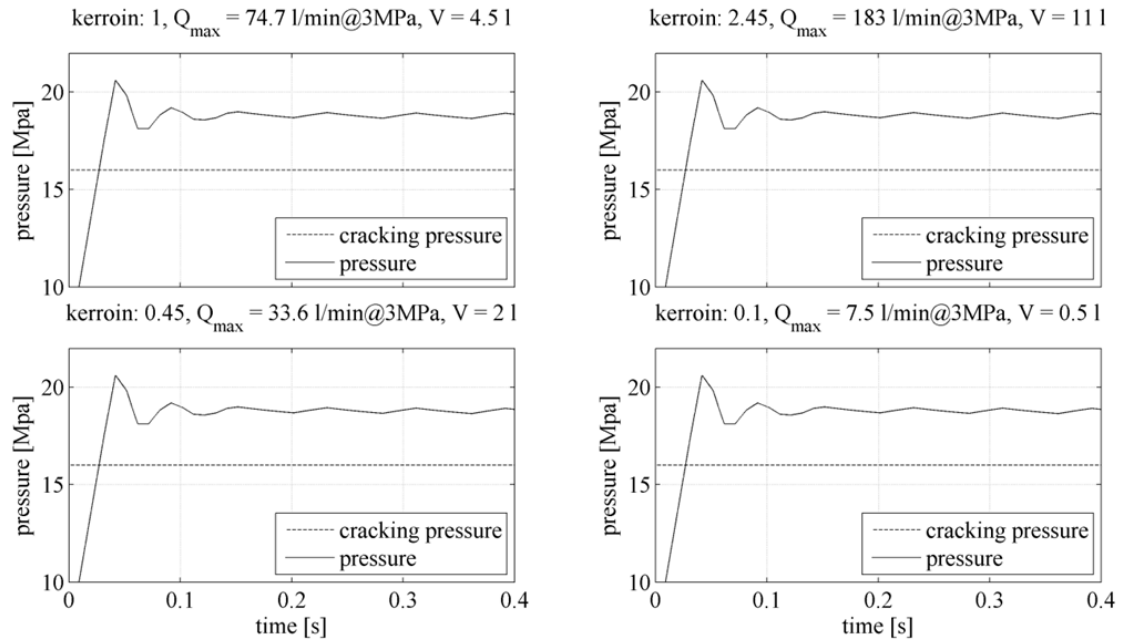
## 4.4 Simuloinnit

Paineenrajoitusfunktion toimintaan vaikuttaa eniten järjestelmän dynamiikka. DFCU:n venttiilien vasteaika täytyy olla riittävän nopea, jotta paineenrajoitussäädin ehtii reagoida paineen muutoksiin. Paineen derivaatta saadaan kaavalla

$$\frac{dp}{dt} = \frac{Q_D - Q_{VALVE}}{C_H} \quad (33)$$

missä  $Q_D$  on häiriötilavuusvirta,  $Q_{VALVE}$  venttiilin läpäisevä tilavuusvirta ja  $C_H$  tilavuuden hydraulinen kapasitanssi. Häiriötilavuusvirralla tarkoitetaan askelmaista kontrollitilavuuteen virtaavaa vakiotilavuusvirtaa, jolla järjestelmän paine nostetaan. Puolitettaessa DFCU:n kokonaisläpäisy, käyttäytyy paineenrajoitussäädin samalla tavalla puolet pienemmällä tilavuuden hydraulisella kapasitanssilla, mikäli tilavuuteen virtaava häiriötilavuus myös puolittuu. Kuvasta 4.4 nähdään paineenrajoitustoiminnon dynamiikka eräässä simuloinnissa kun venttiilistön yhteenlaskettua tilavuusvirtakerrointa,  $K_{DFCU}$ :ta,

ja hydraulista kapasitanssia,  $C_H$ :ta, muutetaan samassa suhteessa kontrollitilavuutta muuttamalla. Häiriötilavuusvirta on jokaisessa simuloinnissa 55 prosenttia DFCU:n suurimmasta läpäisystä avauspaineen suuruisella paine-erolla.



**Kuva 4.4.** DFCU:n maksimiläpäisyn ja tilavuuden hydraulisen kapasitanssin suhde.

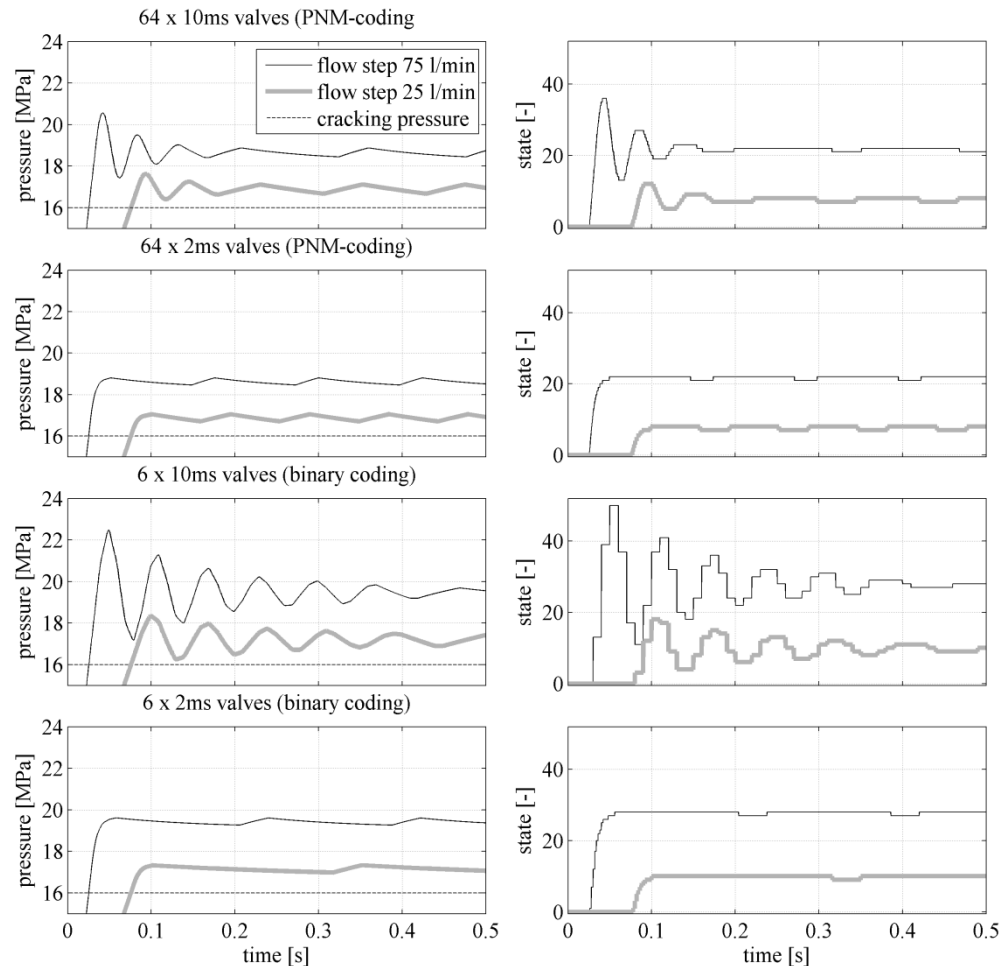
On siis paineenrajoitusfunktion toiminnan kannalta yhdenmukaista pienennetäänkö DFCU:n nimelliskokoa vai pienennetäänkö tilavuuden hydraulista kapasitanssia kun häiriö pysyy samassa suhteessa maksimiläpäisyyn. Näin ollen voidaan simulointitulokset skaalata helposti vastaamaan erikokoisia järjestelmiä. Samalla häiriötilavuusvirralla järjestelmien toiminta eroaa toisistaan, koska paineen nousunopeus kasvaa tilavuuden pienentyessä.

Paineenrajoitusfunktion toiminta binääri- ja PNM-koodatuissa DFCU:issa eroaa PNM-optimoinnin vuoksi. Mikäli PNM-koodatussa DFCU:ssa käytetään samaa hitaan näytävälä periaatetta kuin binäärisäädössä, ei PNM- ja binäärisäädössä ole havaittavissa eroa. Simuloinneissa ei ole otettu huomioon binäärikoodauksessa syntyvien mahdollisten painepiikkien vaikutusta paineenrajoitusfunktion toimintaan. Taulukossa 4.1 on esitetty simuloinneissa käytetyt parametrit perustapauksessa.

**Taulukko 4.1.** Simuloinneissa yleisesti käytetyt parametrit.

Järjestelmän kokoonpuristumiskerroin	1500 MPa
Nopea näyteväli, $T_s$	0,5 ms
10 ms venttiileillä hidas näyteväli, $T_{s2}$	10 ms
2 ms venttiileillä hidas näyteväli, $T_{s2}$	2 ms
Binäärisäädössä venttiilien määrä, $n1$	6
PNM-säädössä venttiilien määrä, $n1$	64
Painesignaalin suodatus	1. kertaluvun suodatus aikavakiolla 2ms.
Paineenrajoitussäätimen hystereesi, <i>hysteresis</i>	2 %
Avauspaine-erosuhde, $p_{max\_rel}$ :	50 %
Järjestelmän alkupaine ennen häiriötä	noin puolet asetuspaineesta
DFCU:n ominaisläpäisy	n. 100 l/min @ 3,0 MPa

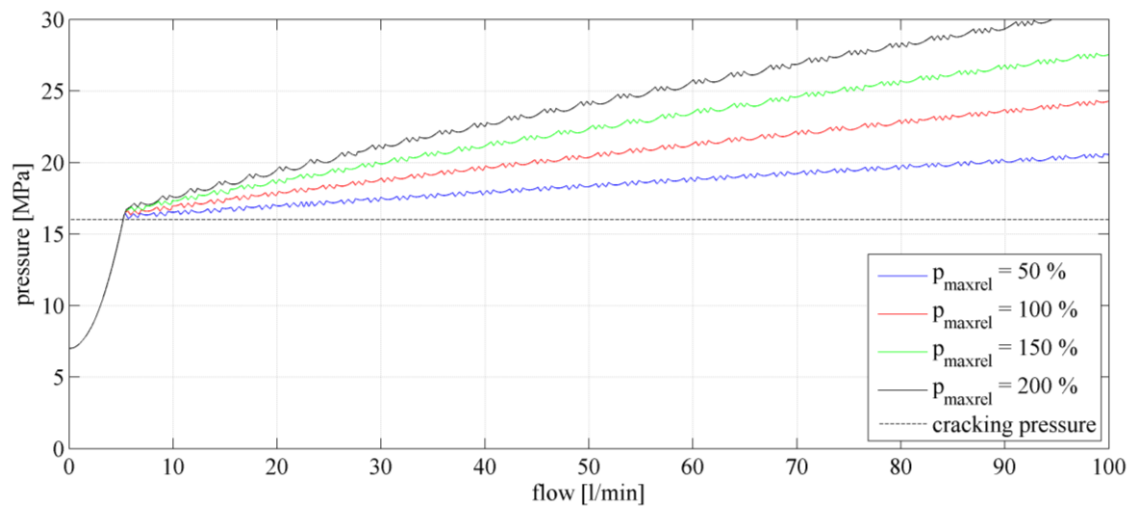
Kuvassa 4.5 on vertailtu PNM ja binäärisäätöä kahdella eri tilavuusvirta-askeleella. Järjestelmän hydraulinen kapasitanssi on  $3.5 \cdot 10^{-12} \text{ Pa/m}^3$ , jolloin järjestelmän tilavuudeksi tulee 5,3 litraa tehollisen puristuskertoimen ollessa 1500 MPa.



**Kuva 4.5.** Paineen ja venttiilistön tilan käyttäytyminen PNM-koodatuissa DFCU:issa 10 ms ja 2 ms venttiileillä kun paineen nousunopeudet ennen venttiilistön avausta ovat 75 l/min askeleella 250 MPa/s ja 25 l/min askeleella 83 MPa/s.

Kuvan 4.5 simuloinneissa. Staattisen tilan värähtelyn amplitudi pysyy molemmilla venttiileillä lähestulkoon samana, koska venttiilistön resoluutio pysyy samana. Koska tilavuus on suhteellisen suuri, ei kahden millisekunnin venttiileillä synny ylitystä 16 MPa asetuspainella. Absoluuttinen avauspaine-ero pienentyy, eli tilavuusvirtariippuvuus tiukentuu asetuspainetta laskettaessa, mikä aiheuttaa kymmenen millisekunnin venttiileillä voimakkaan värähtelyn, sekä kahden millisekunnin venttiileillä pienen ylityksen avauspaineen ylityksen jälkeen.

Tilavuusvirtariippuvuuden muuttaminen parametria  $p_{max\_rel}$  muuttamalla vaikuttaa painevasteisiin kuvan 4.6 mukaisesti. Simuloinneissa on käytetty 10 ms venttiilejä, binaari-koodausta, sekä hydraulista kapasitanssia  $5 \cdot 10^{-12}$  Pa/m<sup>3</sup>, eli 7,5 litran tilavuutta.

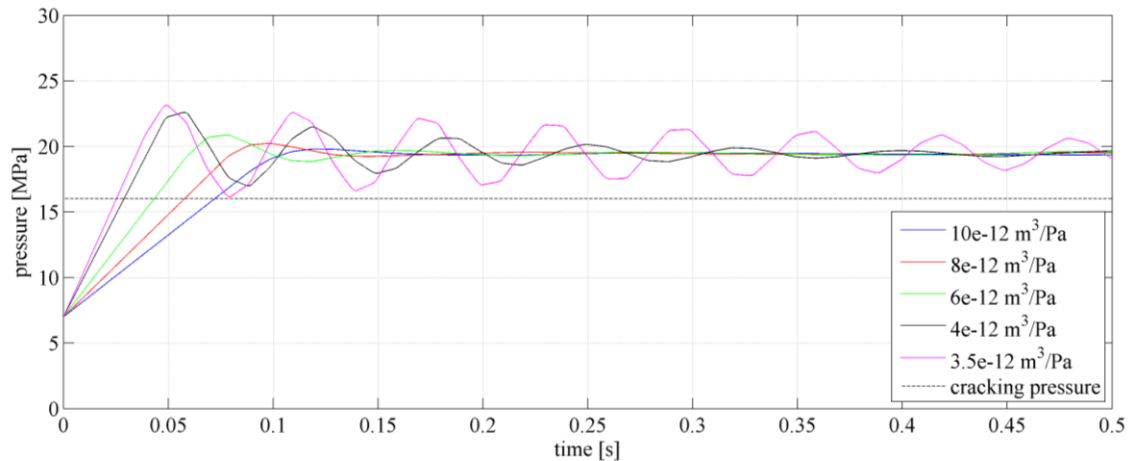


**Kuva 4.6.** Parametrin  $p_{max\_rel}$  muutoksen vaikutus.

Painetason tilavuusvirtariippuvuutta voidaan pienentää tiettyyn rajaan asti, jolloin järjestelmä alkaa käyttäytyä epästabiilisti. Paineen värähtelyn amplitudi kasvaa hieman paineen gradienttia kasvatettaessa. Värähtelyn amplitudi kaksinkertaistuu parametrin  $p_{max\_rel}$  kaksinkertaistuessa. Kuvan 4.6 tilanteessa tilavuusvirtaa nostettiin ramppimuotoisella signaalilla 20 sekunnin aikana nolasta sataan litraan minuutissa. Paineen nousu prosentteina eri parametreilla nolatilavuusvirrasta ominaistilavuusvirtaan (100 l/min) oli 28,5; 51,5; 71,8 ja 91,85 prosenttia vastaten parametrin  $p_{max\_rel}$  arvoja 50, 100, 150 ja 200.

Paineen ylitys ja värähtely ovat riippuvaisia järjestelmän hydraulisesta kapasitanssista. Hydraulisen kapasitanssin pienentämisen vaikutus painevasteeseen nähdään kuvan 4.7 simuloinneista.

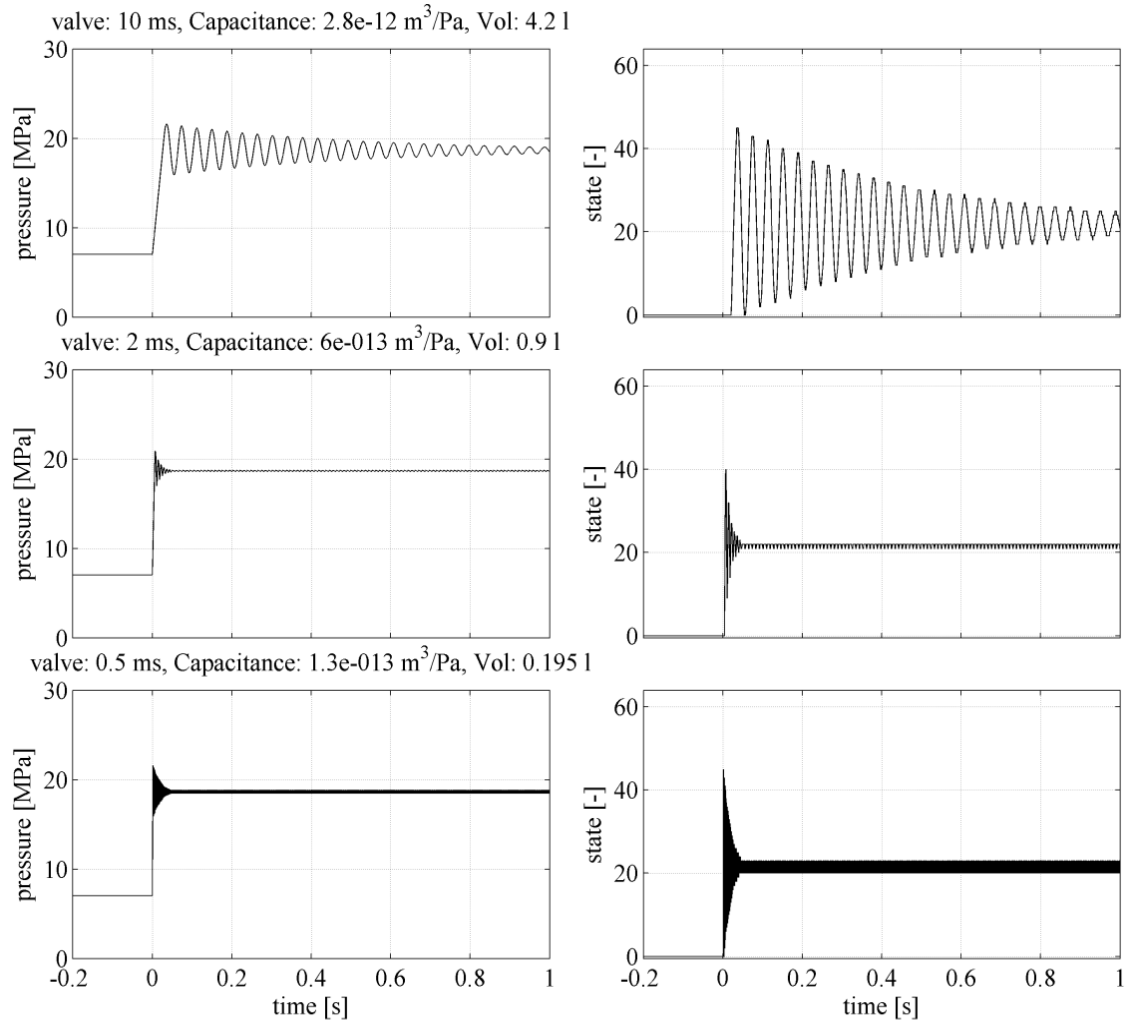




**Kuva 4.7.** Hydraulisen kapasitanssin muutoksen vaikutus. Järjestelmän tilavuudet kapasitansseja vastaavasti 15, 12, 9, 6 ja 5.3 litraa kun tehollinen puristuserroin on 1500 MPa. Käytetyt venttiilit:  $6 \times 10$  ms, venttiilistön koodaus: binäärikoodaus.

Hydraulisen kapasitanssin laskiessa paineen gradientti kasvaa ja paineen värähtely kasvaa johtuen venttiilien reagoitaviiveestä. Pienin kapasitanssi, jolla säädin toimii välttävästi stabiilin häiriön aikana, riippuu kolmesta tekijästä: venttiilien avautumisajasta, käytettävästä näytevälistä ja venttiilistön koodausmenetelmästä. 10 ms binäärikoodatuille venttiileille pienin kapasitanssi on kuvan 4.7 perusteella noin  $3.5 \cdot 10^{-12} \text{ m}^3/\text{Pa}$ . Simuloinneista huomataan, että suhteellisen pieni muutos kapasitanssissa aiheuttaa säätimen epästabiilin käyttäytymisen.

Pienimmät kapasitanssit, joilla säädin toimii venttiilin vasteajoilla 10 ms, 2 ms ja 0.5 ms, ja PNM-koodauksella on esitetty kuvassa 4.8. Simuloinneissa on käytetty ideaalista painesignaalia, eikä suodatusta ole käytetty. Askelmaisen tilavuusvirran suuruus on 75 l/min.



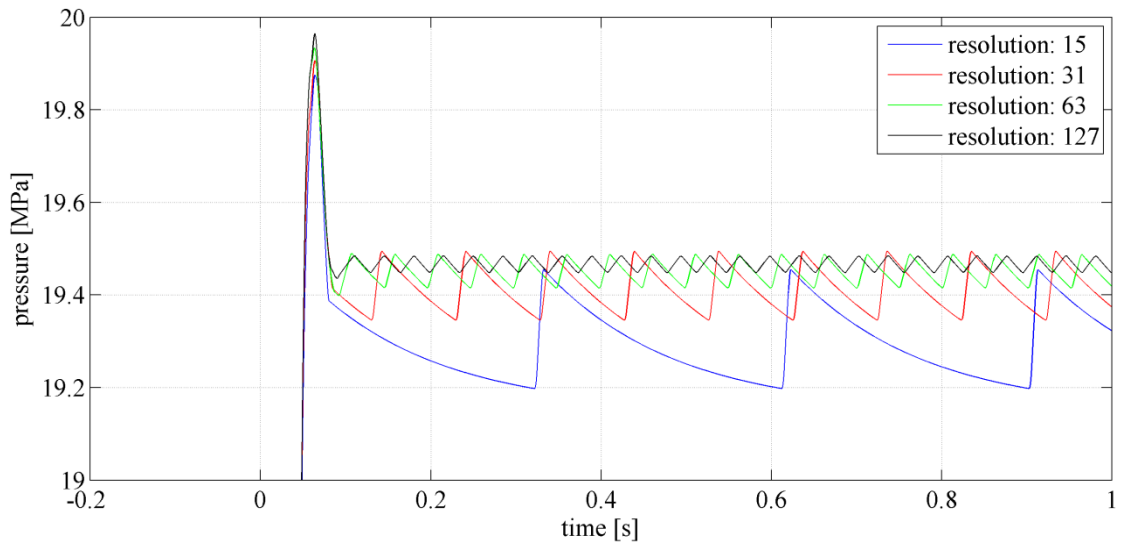
**Kuva 4.8.** Venttiilin vasteaika määrää suurimman paineen derivaatan, jolla säädin toimii stabiilisti. Paineen nousunopeudet olivat 10 ms venttiileillä 446 MPa/s, 2 ms venttiileillä 2085 MPa/s ja 0,5 ms venttiileillä 9608 MPa/s.

Simulointituloksista nähdään, että venttiilin vasteaika on kutakuinkin suoraan verrannollinen suurimpaan paineen derivaattaan, jolla säädin toimii. Kahden, ja puolen millisekunnin venttiileillä voitaisiin tilavuutta pienentää entisestään, mutta tarkkaa stabiiliusrajaa on vaikea määrittää säätimelle. Yleensä järjestelmissä kuvan 4.8 simulointien kaltaiset paineen nousut ovat lyhytkestoisia. Simuloinneista voidaan päätellä, että venttiilien vasteajan pitäisi olla enintään noin kaksi millisekuntia, jotta paineenrajoitus-säädintä voitaisiin käyttää järkevästi alle litran tilavuuksissa. Simuloinneista voidaan tehdä myös päätelmiä aikaisemmin todistetun hydraulisen kapasitanssin ja venttiilistön läpäisyn suoraan verrannollisuudesta taulukon 4.2 mukaisesti.

**Taulukko 4.2.** Simulointitulosten kanssa teorian mukaan yhdenmukaisesti käyttäytyvät järjestelmät, kun häiriötilavuusvirran suhde DFCU:n ominaisläpäisyyn pysyy vakiona.

Kokoonpano	Venttiilin vasteaika [ms]	Järjestelmän tilavuus [l]	Tehollinen puristuskerroin [MPa]	DFCU:n teoreettinen ominaisläpäisy @ 3MPa [l/min]
1. (Simuloitu)	10	4,20	1500	100
2.	10	2,10	1500	50
3.	10	1,05	1500	25
4. (Simuloitu)	2	0,90	1500	100
5.	2	0,45	1500	50
6.	2	0,23	1500	25
7. (Simuloitu)	0,5	0,20	1500	100
8.	0,5	0,10	1500	50
9.	0,5	0,05	1500	25

Säätimen resoluution vaikutusta säätimen toimintaan on kokeiltu kuvan 4.9 simuloinneissa. Simuloinneissa käytettiin 10 millisekunnin venttiilejä ja binäärikoodattua venttiilistöä. Askelmainen tilavuusvirta on suuruudeltaan 75 l/min ja tilavuuden hydraulinen kapasitanssi  $5 \cdot 10^{-12} \text{ m}^3/\text{Pa}$  (tilavuus 7,5 litraa).



**Kuva 4.9.** Resoluution kasvattaminen pienentää staattisen tilan värähtelyä.

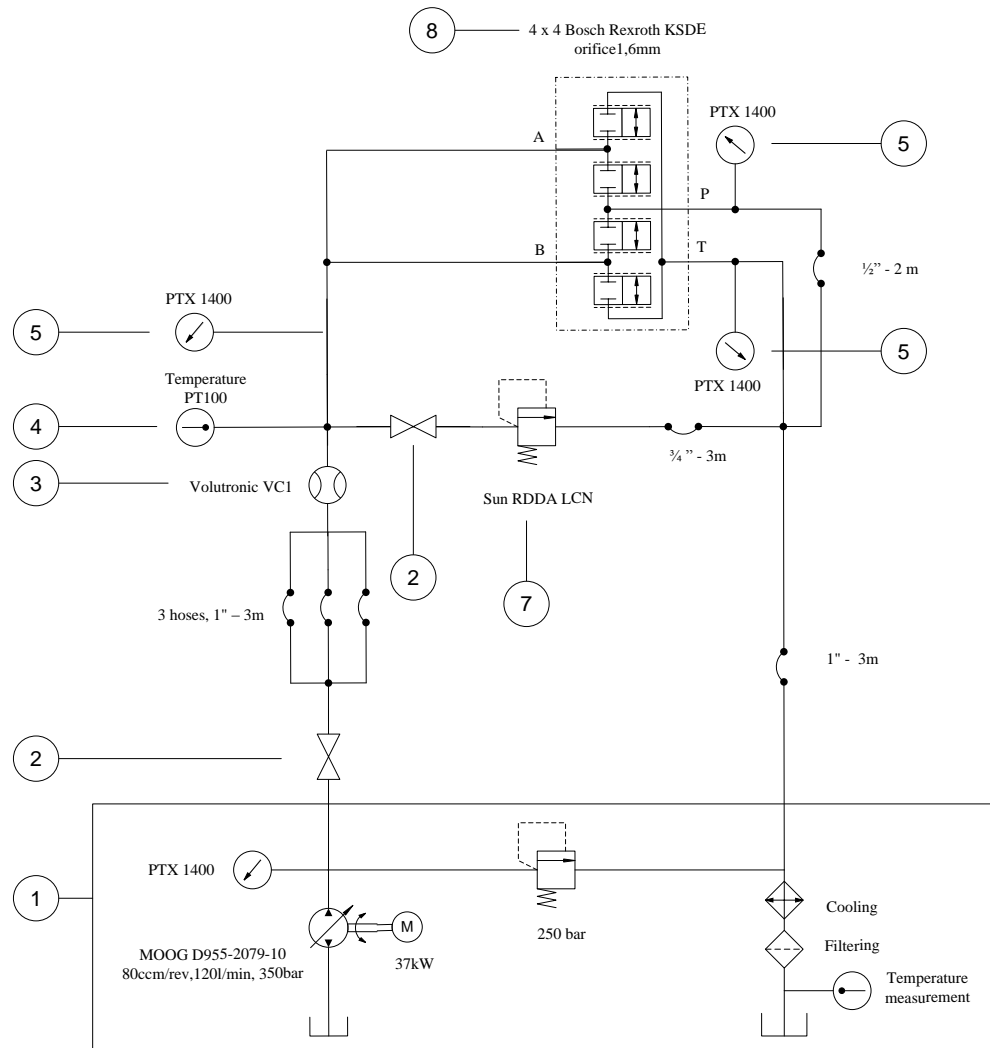
Säätimen resoluutio ei vaikuta järjestelmän maksimipainearvoon tilavuusvirta-askeleen alkuvaiheessa, vaan enemmänkin paineen käyttäytymiseen staattisessa tilassa. Staattisessa tilassa säätimen digitaalinen luonne näkyy tilan vaihteluna, sillä säätimen valitsema tila on todennäköisesti vaihtelevasti joko liian pieni tai suuri, jolloin paine joko nousee tai laskee järjestelmässä tilan muuttuessa. Staattisen tilan paineenvärähtelyn amplitudi on lähes suoraan verrannollinen resoluutioon kun venttiilien suurin käyttöta-

juus on huomattavasti paineenvärähtelyä suurempi. DFCU:n resoluutio vaikuttaa paineen nousunopeuteen tilojen vaihdellessa, sillä häiriötilavuusvirran ja DFCU:n läpäisemän tilavuusvirran erotus, eli paineen muutoksen aiheuttava tilavuusvirtojen summa, pienenee. Tilojen vaihtelussa syntyvä paineen derivaatan arvo myös määrää tilanvaihtelun taajuuden, eli staattisen tilan paineen värähtelyn taajuuden. Ajoittain askelvas-tekoissa säätimen valitsema tila toteuttaa myös tilavuusvirran, joka on yhtä suuri häiriötilavuusvirran kanssa. Tällöin paine tasoittuu vakioarvoon.

## 5 KOEJÄRJESTELYT

Koejärjestelmän tarkoitus oli todentaa simulointien todenmukaisuus ja varmistaa paineenrajoitusfunktion toiminta oikeassa järjestelmässä. Koska kaikki hydraulijärjestelmät ovat luonteeltaan erilaisia, on koejärjestelmä pidetty mahdollisimman yksinkertaisena ja yleisluontoisena. Koejärjestelyssä mitataan myös perinteisen hydromekaanisen paineenrajoitusventtiilin ominaisuudet vertailun vuoksi.

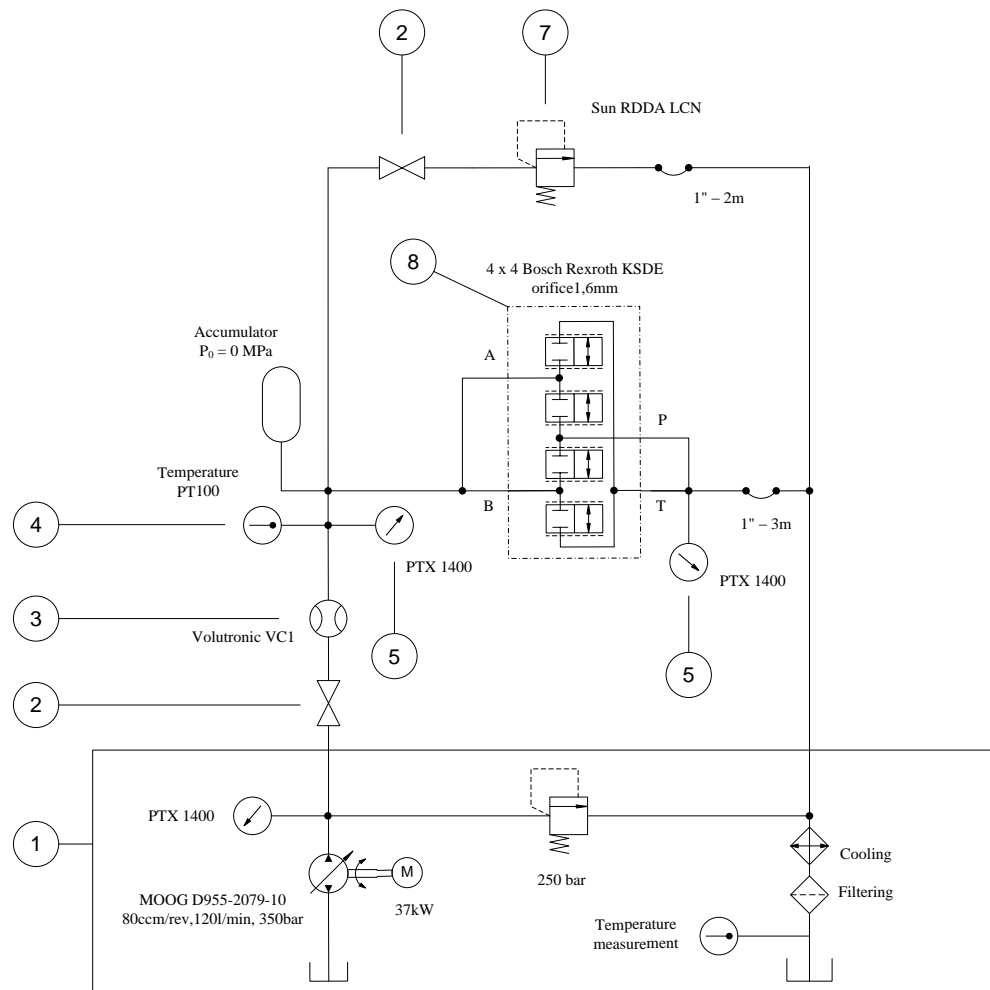
Järjestelmän kontrollitulavuus valittiin simulointien perusteella sopivaksi 10 millisekunnin venttiileille. Järjestelmästä jouduttiin toteuttamaan kaksi eri kokoonpanoa, joista ensimmäisessä kontrollitulavuus toteutettiin rinnan kytketyistä letkuista, ja toisessa erillisellä leveällä ja lyhyellä kammiolla pumpun ja venttiilien välissä. Kahteen koejärjestelmään päädyttiin koska ensimmäisen kokoonpanon pitkien letkujen ja liittimien induktanssin aiheuttamat painepiikit rajoittivat säätimen toimintaa voimakkaasti ja haluttiin saada selville säätimen käyttäytyminen myös ilman pitkän painelinjan aiheuttamia häiriöitä. Varsinaiset työssä esitetyt paineenrajoitusfunktion mittaukset on tehty jälkimmäisellä kokoonpanolla, koska niiden vertailu simulointituloksiin antaa todenperäisemmän kuvan säätimen toiminnasta. Kuvassa 5.1 on esitetty koejärjestelyn kytkentäkaavio ensimmäiselle kokoonpanolle.



**Kuva 5.1.** Koejärjestelyn kokoonpanon yksi hydraulikaavio.

Koejärjestelyn ensimmäisessä kokoonpanossa kontrollitilavuudeksi laskettiin 5,3 litraa. Tilavuudesta suurimman osan (4,5 litraa) muodosti kolme rinnan kytkettyä letkua, joiden sisähalkaisijat olivat 25 millimetriä ja kunkin pituus kolme metriä. Letkujen valmistaja ja malli oli Bridgestone Multimax/H4 4SH DN25 380bar.

Tilavuusvirta mitattiin ensimmäisessä kokoonpanossa venttiilien ja tilavuuden, eli letkujen, välistä Kracht VC1 tilavuusvirta-anturilla, jonka tilavuusvirta-alue on 0,4 – 80 l/min. Tilavuusvirta-anturi sijoitettiin ennen venttiilistöä, ettei sen aiheuttama painehäviö nostaisi venttiilien tankkipuolen painetta. Hydraulikaavio toiselle kokoonpanolle on esitetty kuvassa 5.2.



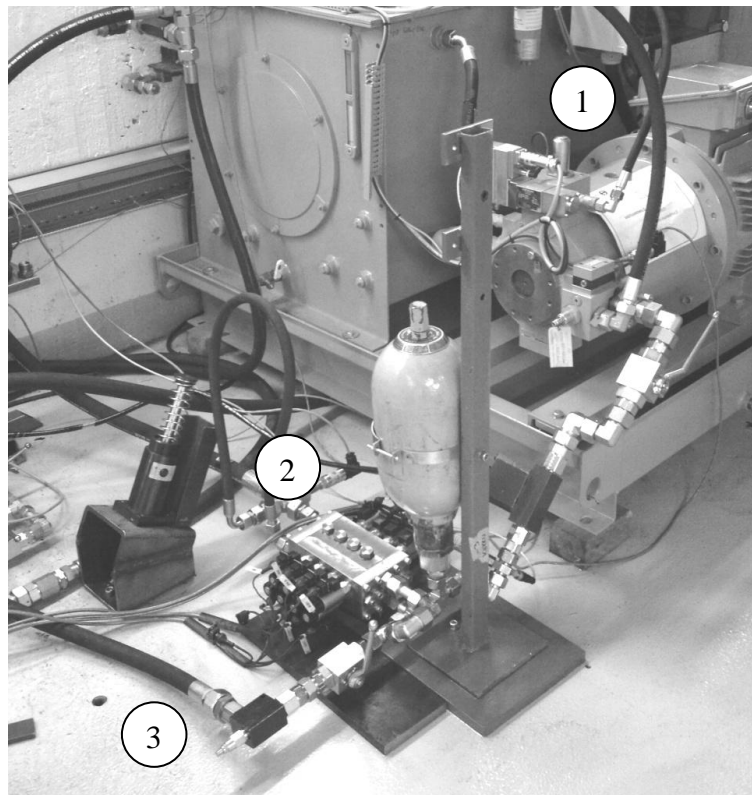
**Kuva 5.2.** Koejärjestelyn kokoonpanon kaksi hydraulikaavio.

Toisessa kokoonpanossa kontrollitilavuudeksi laskettiin 6,7 litraa. Tilavuus muodostui liittimien ja komponenttien lisäksi käytöstä poistetusta paineakusta, joka toimi jäykäseinäisenä kuolleena tilavuutena. Tilavuusvirta-anturi sijoitettiin toisessa kokoonpanossa pumpun välittömään läheisyyteen, jotta päästiin eroon sen mahdollisesti aiheuttamasta induktanssista. Paine mitattiin molemmissa kokoonpanoissa heti tilavuusvirta-anturin jälkeen GE Druck PTX 1400 paineantureilla, joiden mittausalue on 0 – 40 MPa. Molemmissa kokoonpanoissa paine mitattiin lisäksi venttiilien paluupuolelta. Kokoonpanojen osaluettelo on esitetty taulukossa 5.1.

**Taulukko 5.1.** Koejärjestelmien osaluettelo.

- |   |
|---|
| 1. Koneikko, 80cm <sup>3</sup> , 120l/min, 35 MPa, 37kW                               |
| 2. Sulkuhana  |
| 3. Tilavuusvirta-anturi, Kracht Volutronic VC1, 0.4 – 80l/min                         |
| 4. Lämpötila-anturi, PT100  |
| 5. Paineanturi, Druck PTX 1400  |
| 6. Paineakku, josta on poistettu sisältä kaasutilavuus                                |
| 7. Analoginen paineenrajoitusventtiili, Sun RDDA LCN, Q <sub>NOM</sub> 95 l/min       |
| 8. Digitaalihydraulinen venttiiliyksikkö, 16 x Bosch Rexroth KSDE 2/2 suuntaventtiili |

Koejärjestelmän tilavuusvirtalähteenä toimi säätävätilavuuksinen MOOG D955-2079-10 radiaalimäntäpumppu, jonka voimanlähteenä toimi 37 kilowatin tehoinen sähkömoottori, jonka pyörimisnopeus oli 1500 kierrosta minuutissa. Pumpun suurin kierrostilavuus on 80 kuutiosenttimetriä jolla tilavuusvirraksi tulee 120 l/min maksimissaan 16.7 MPa:n paineella kun pumpun hyötysuhteeksi oletetaan 0,9. Testissä käytetyn maksimitilavuusvirran 80 l/min pumppu pystyy tuottamaan maksimissaan 25,0 MPa:n paine-erolla. Pumpun tuottama tilavuusvirta saatiin mitattua epäsuorasti pumpun mäntäpe-  
sän epäkeskeisyyttä säättävän sylinterin asema mittatiedosta. Kuvassa 5.3 on esitetty kokoonpanon kaksi testijärjestelmää.



**Kuva 5.3.** Kokoonpanon kaksi koelaitteisto: oikealla takana koneikko (1), keskellä alhaalla digitaaliventtiilistölohko ja kuolleena tilavuutena toiminut paineakku (2), sekä venttiilistön etupuolella verrokkiventtiilinä käytetty hydromekaaninen paineenrajoitusventtiili (3).



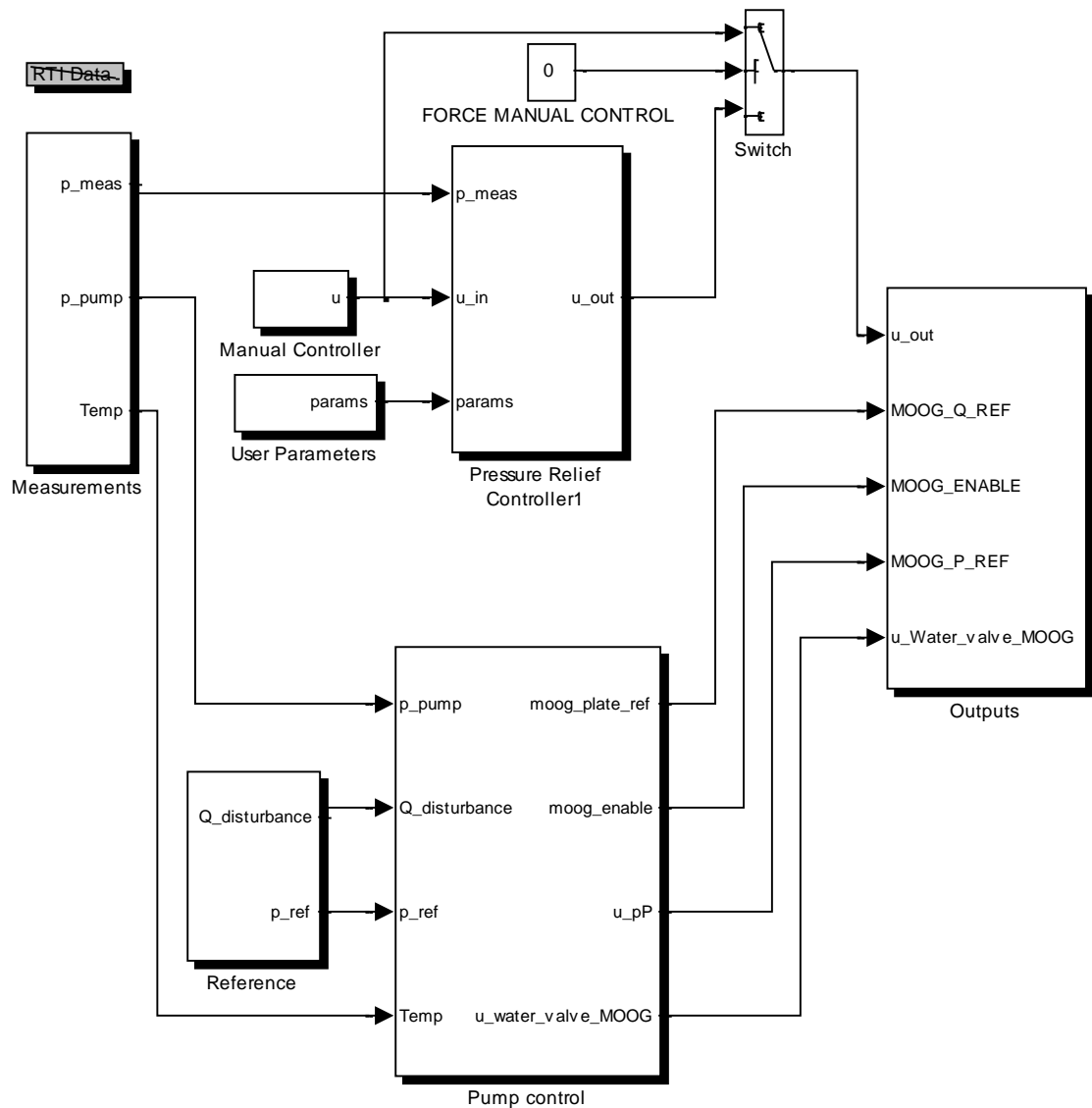
Hydraulisena väliaineena käytettiin Shell Tellus S46 hydraulioöljyä, jonka kinemaattinen viskositeetti 40 asteessa on  $46 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Öljyn lämpötila pidettiin mittausten aikana 35 – 40 asteessa mittaamalla öljyn lämpötilaa Nokeval PT100 mitta-anturilla ennen venttiilistöä.

Analogisena vertailuventtiilinä käytettiin suoraanohjattua Sun Hydraulicsin RDDA LCN T-10A paineenrajoitusventtiiliä, jonka nimellistilavuusvirraksi ilmoitetaan 95 litraa minuutissa. Testattu paineenrajoitusventtiili on suoraanohjattu ja valmistaja ilmoittaa sille tyypilliseksi vasteajaksi kaksi millisekuntia. Vertailuventtiili edustaa moderneissa hydraulijärjestelmissä toimilaitteen yhteydessä tyypillisesti käytettävää nopea-toimista paineenrajoitusventtiiliä. Venttiilin asetusalue on 7 – 42 MPa.

Olemassa olevien PNM-venttiiliyksiköiden puutteen vuoksi koejärjestelyssä käytettiin nelireunaista digitaalihydraulista venttiilistöä, jonka P-, T-, A- ja B-portit kytkettiin kuvan 5.2 mukaisesti. Venttiilistö muodostui neljästä DFCU:sta, jotka kukin sisälsivät neljä Bosch Rexroth KSDE On/Off venttiiliä. Venttiilien sisääntulopuolelta kuristettiin 1,6 millimetrin kuristimilla, joilla teoreettiseksi läpäisyksi laskettiin kaavan 21 avulla 99 litraa minuutissa 3 MPa:n paine-erolla. Venttiilistön läpäisy mitoitettiin niin että venttiilistöä voitaisiin käyttää ohjausventtiilistönä kohtuullisella paine-erolla tilavuusvirran ollessa 100 litraa minuutissa. Lisäkuristimet sijoitettiin venttiilien tulopuolelle, koska KSDE-venttiilien virtausominaisuudet suurilla paine-eroilla ovat paremmat kuin jos kuristin olisi laitettu poistopuolelle. Tämä havaittiin ennen varsinaisia mittauksia tilavuusvirran romahtamisena tulopuolen paineen kasvaessa, kun virtauskanavat kytkettiin aluksi käänteisesti.

Venttiilin kelan nimellisjännite on 12 voltia ja tehonkulutus 22 wattia. Valmistaja ilmoittaa vaatimattomasti KSDE venttiilien avautumisajaksi alle 95 millisekuntia. Suurimmaksi käyttöaajuudeksi ilmoitetaan 9000 iskua tunnissa, eli tasaisella käytöllä 2,5 Hertziä. Avautumisaika saatiin laskettua noin kymmeneen millisekuntiin, kun käytettiin kunkin venttiilin ohjaamiseen 48 voltin vetojännitettä. Vetojännitettä ajettiin venttiilille 6 millisekuntia, jonka jälkeen jännite laskettiin 10,8 volttiin. Vetojännite tuotettiin Tampereen teknillisen yliopiston hydraulikan ja automaation laitoksella valmistetulla hakkuriperiaatteella toimivalla boosterilla.

Testijärjestelmän ohjaus ja mittausten tallennus toteutettiin dSPACE 1006 mittaus-tietokoneella johon ladattiin Matlabin Simulink-lisäosalla tehty ohjausmalli. Mallin ylin taso on esitetty kuvassa 5.4.



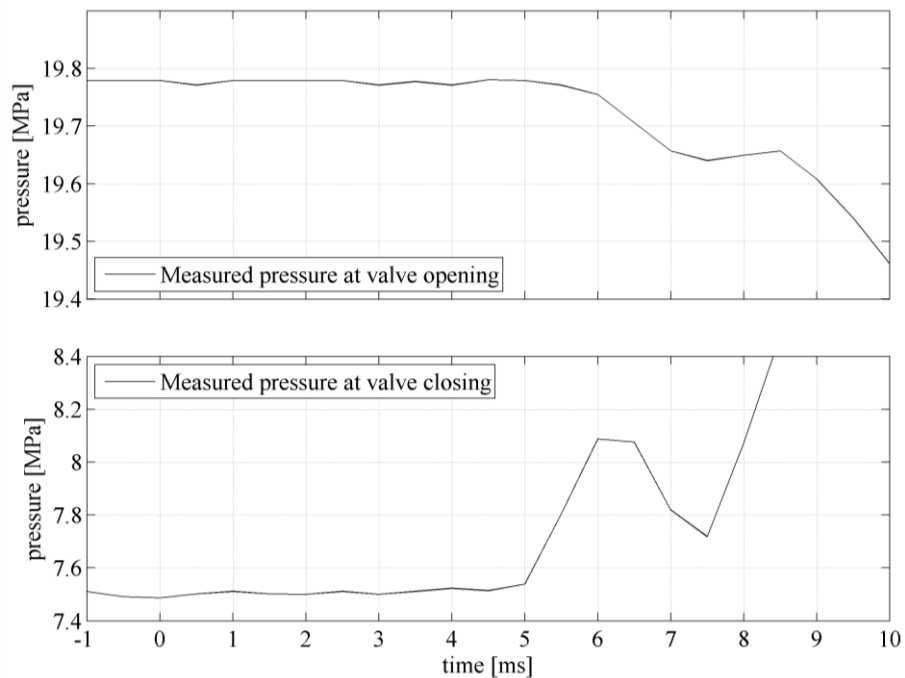
**Kuva 5.4.** Matlabin Simulink -lisäosalla toteutettu testijärjestelmän mittaus- ja ohjauskaavio.

Ohjausmalli koostuu säätimen lisäksi alimalleista, jotka hoitavat mittasignaalien käsittelyn, pumpun koneikon, ja venttiilistön ohjauksen. Testijärjestelmän malli on samankaltainen tyypillisesti digitaalihydrauliikassa käytettyjen ohjausjärjestelmien mallien kanssa. Mallin käyttöliittymä toteutettiin dSPACE Control Desk ohjelmistolla.

## 6 KOEJÄRJESTELYN TULOKSET

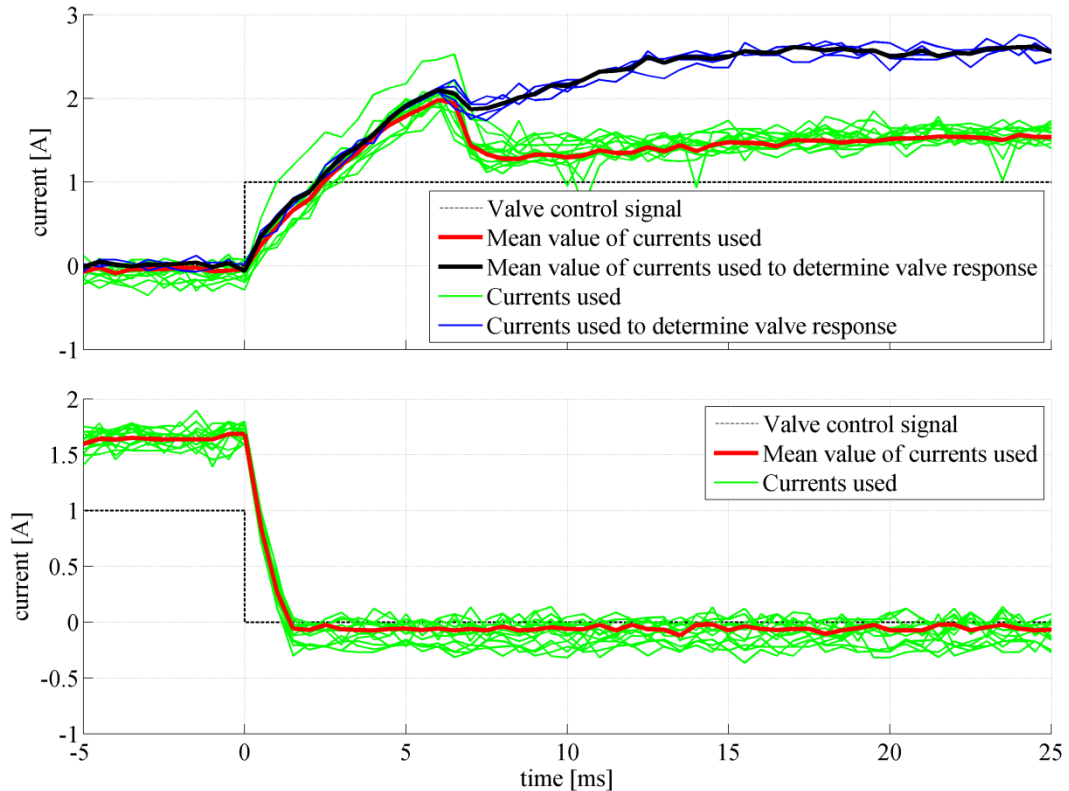
### 6.1 Venttiilien vasteaikojen mittaukset

Tunnetusti venttiilin avautumisajasta suurin osa kuluu viiveeseen jolloin venttiilin kara ei vielä liiku. Venttiilin avautumisviive määritettiin sulkemalla ensiksi järjestelmään vakioaine ja tämän jälkeen avaamalla yksi venttiili, jonka kautta paine purkautui tankkiin. Sulkeutumisviive vastaavasti määritettiin pitämällä pumpulla vakiotuottoasetusta ja sulkemalla yksi venttiili. Venttiilien avaus- ja sulkuohjaukset annettiin ohjauselektronikalle kuvan 6.1 mittauksissa ajanhetkellä nolla.



**Kuva 6.1.** Venttiilin viiveen määrittäminen.

Venttiilin avautumisviive oli kuusi millisekuntia. Sulkeutumisviiveen todettiin olevan hieman lyhyempi, noin viisi millisekuntia. Venttiilin virtakäyrästä oli tässä tapauksessa vaikea määrittää tarkasti venttiilin vasteaikaa, koska vetojännitteen loppuminen ja venttiilin osuminen päätyyn olivat ajallisesti lähellä toisiaan. Pitojännitteen arvoa tilapäisesti kasvattamalla saatiin vahvistus venttiilien avautumisajan arviolle (Kuva 6.2).



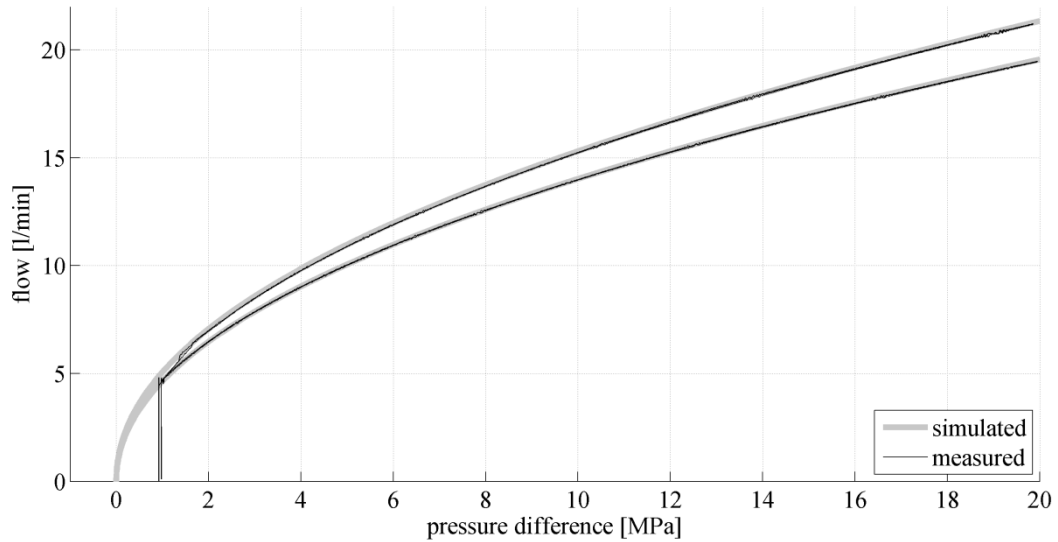
**Kuva 6.2.** Solenoideille menevät käytetyt virrat ja venttiilin vasteajan määrittämiseen käytetyt virrat mediaaneineen.

Suuremman pitojännitteen mediaanista voidaan arvioida venttiilin osuvan päätyynsä todennäköisesti noin kymmenen millisekunnin kohdalla, missä venttiilin kelalle menevän virran derivaatta pienenee hetkellisesti. Tarkka venttiilin vasteajan määrittäminen vaatisi karan aseman mittauksen, mikä on vaikea toteuttaa johtuen venttiilistön rakenteesta. Yleisesti on kuitenkin tiedossa, että kaupallisen venttiilin vasteaika vetojännitettä käytettäessä muodostuu suurimmaksi osaksi viiveestä, liikeajan jäädessä sitä lyhyemmäksi (Linjama 2008). Sulkeutumisaikaa ei pystytty määrittämään tarkasti virtakäyrän derivaatan pienemisestä.

## 6.2 Venttiilien ja venttiilistön ominaiskäyrät

Venttiilien mallintamista varten mitattiin venttiilien ominaiskäyrät. Ominaiskäyrät mitattiin pitämällä kutakin venttiiliä auki ja nostamalla pumpun painesäätimen referenssiä rampilla 30 sekunnin aikana nollasta 20 MPa:iin ja takaisin. Venttiilin ominaiskäyrät mitattiin vain toiseen virtaussuuntaan, koska paineenrajoitusventtiilin toiminnan kannalta virtaus tapahtuu aina yhdensuuntaisesti. Mitattu tilavuusvirta tulostettiin paineen funktiona samaan kuvaajaan simuloidun tilavuusvirran kanssa, jonka jälkeen venttiilimallin parametrit sovitettiin niin että molemmat kuvaajat menivät päällekkäin. Kuvassa 6.3 on esitetty eniten ja vähiten läpäisevien venttiilien PB2 ja PB3 ominaiskäyrät, sekä niiden simulointivastineet. Kuvissa 6.3 – 6.5 esitetyt tilavuusvirtamittaukset on suoda-

tettu jälkikäteen kahden Hertzin alipäästösuodatuksella molempiin suuntiin kuvien selkeyttämiseksi.



**Kuva 6.3.** Suurimman (PB3, virtauskanava portista P porttiin B, kolmas venttiili) ja pienimmän (PB2, sama virtauskanava, kolmas venttiili) venttiilin ominaiskäyrät.

Suurin tilavuusvirta 16 MPa:n paine-erolla oli 8,3 prosenttia suurempi kuin pienin tilavuusvirta. Venttiilit mallinnettiin kaavan

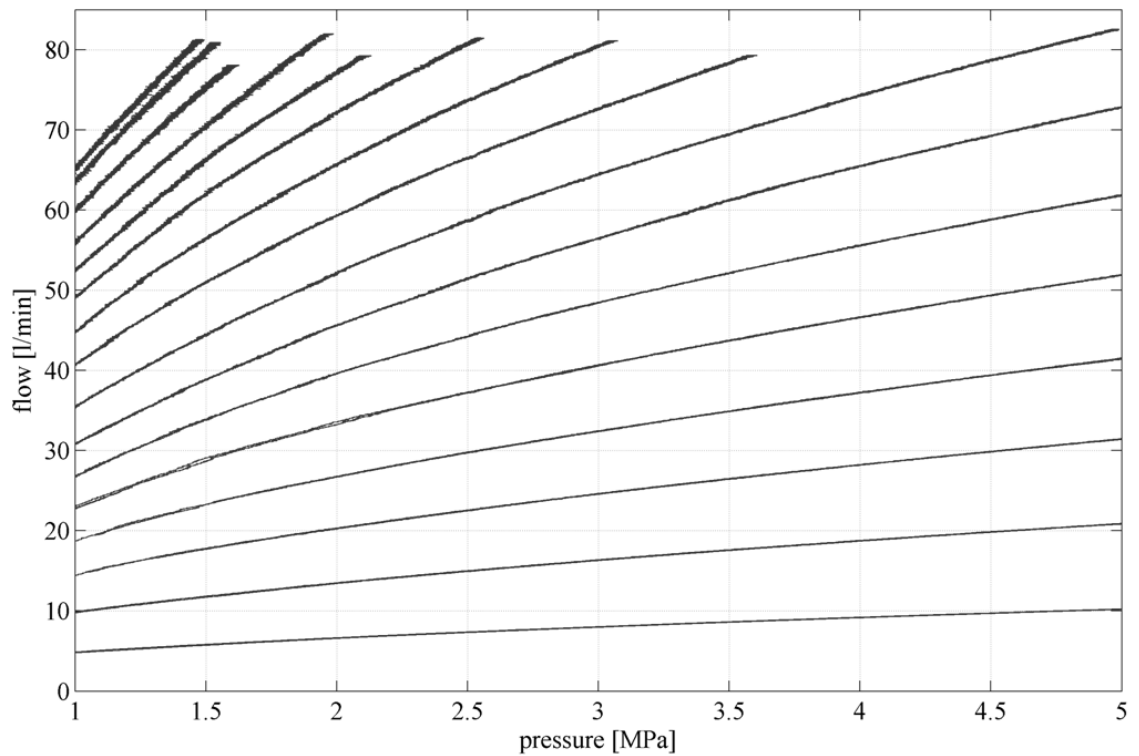
$$Q = K_v \cdot (\Delta p)^{0.48} \quad (34)$$

mukaisesti, missä  $K_v$  on venttiilikohmainen tilavuusvirtakerroin. Venttiilien tilavuusvirtakertoimien arvot on esitetty taulukossa 6.2.

**Taulukko 6.2.** Venttiilin  $K_v$ -arvot. PA = virtauskanava A → P, PB = virtauskanava B → P, AT = virtauskanava T → A, BT = virtauskanava T → B. Numero kertoo venttiilin sijainnin ykkösen ollessa lähinnä venttiilistön tuloporttia.

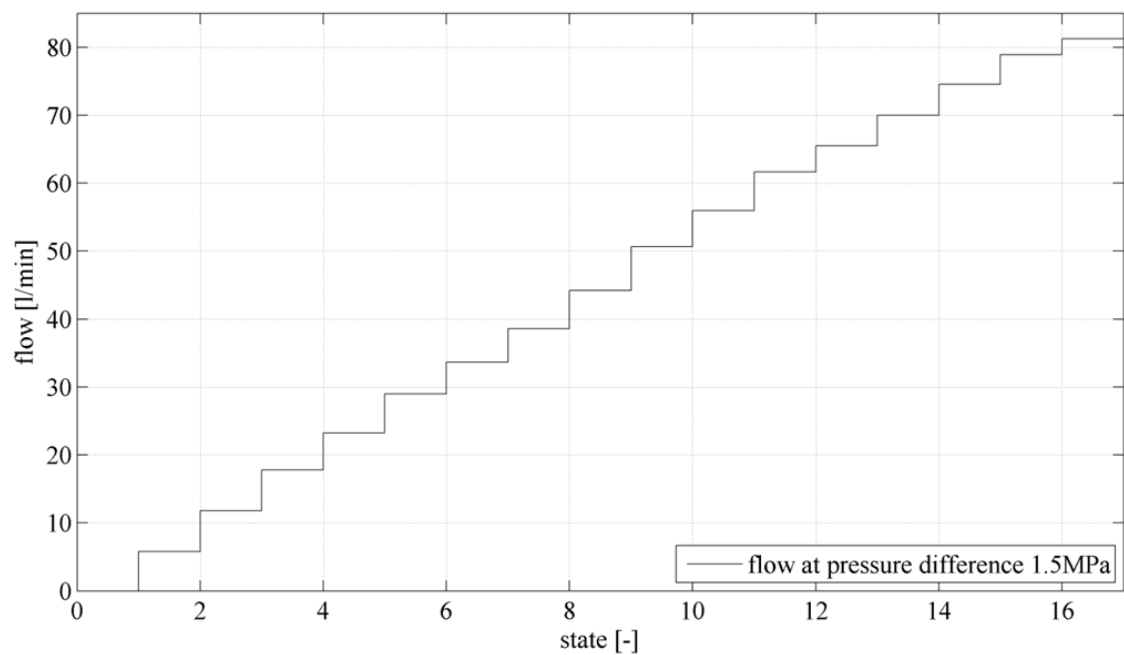
Venttiili	$K_v$	Venttiili	$K_v$
PA 1	$10.356 \cdot 10^{-8}$	AT 1	$10.826 \cdot 10^{-8}$
PA 2	$10.869 \cdot 10^{-8}$	AT 2	$10.244 \cdot 10^{-8}$
PA 3	$10.862 \cdot 10^{-8}$	AT 3	$10.835 \cdot 10^{-8}$
PA 4	$10.505 \cdot 10^{-8}$	AT 4	$10.658 \cdot 10^{-8}$
PB 1	$10.644 \cdot 10^{-8}$	BT 1	$10.877 \cdot 10^{-8}$
PB 2	$10.200 \cdot 10^{-8}$	BT 2	$10.241 \cdot 10^{-8}$
PB 3	$11.131 \cdot 10^{-8}$	BT 3	$11.022 \cdot 10^{-8}$
PB 4	$10.418 \cdot 10^{-8}$	BT 4	$10.695 \cdot 10^{-8}$

Virtauskertoimien hajonnassa ei havaittu säännöllisiä eroja virtauskanavien välillä. Kuvassa 6.4 on esitetty venttiilistön ominaiskäyrät eri tiloilla.



**Kuva 6.4.** Ominaiskäyrät eri tiloilla.

Mittaukset tehtiin eri tiloille erisuuruisella painerampilla, jolla tilavuusvirta nousi enintään 80 litraan minuutissa. Suurimman ja toiseksi suurimman tilan (16 ja 15) välillä oleva muita pienempi tilavuusvirran nousu saattoi johtua venttiilin ohjauselektronikassa ajoittain ilmenneestä ylikuumenemisongelmasta. Kuvassa 6.5 on otettu kuvan 6.4 tilavuusvirtojen arvot eri tiloilla 1.5 MPa:n paine-erolla.

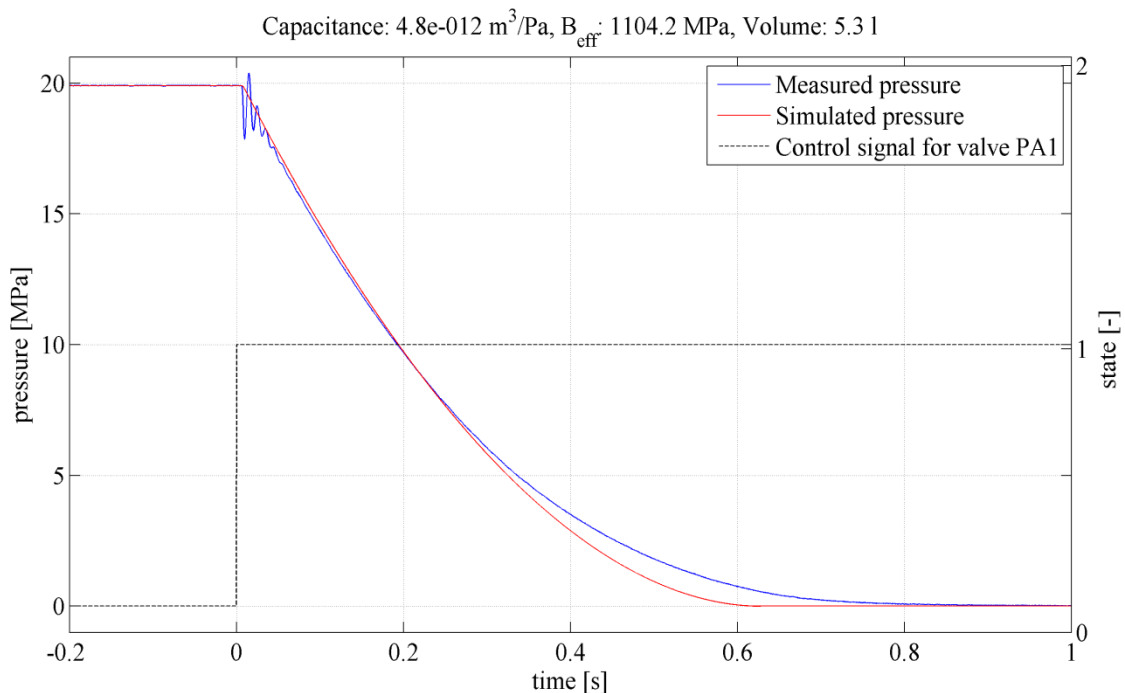


**Kuva 6.5.** Tilavuusvirrat eri tiloilla 1.5 MPa:n paine-erolla.

Mittauksissa ei otettu huomioon tankkipuolen painetta, joka kasvaa hieman tilavuusvirran kasvaessa. Tästä johtuen kuvassa 6.5 näkyy tilavuusvirta-askeleen pieneneminen suurilla tiloilla. Tilavuusvirta-askeleen pienemiseen vaikuttaa myös kasvava venttiilistölohkon virtauskanavien kuristava vaikutus suurilla tilavuusvirroilla. Laskennallisesti kunkin venttiilin mitattujen kv-arvojen perusteella täysin auki olevan venttiilistön tilavuusvirta 1.5 MPa:n paine-erolla olisi 94,2 l/min, kun mittauksissa saatiin tilavuusvirraksi vain 82 l/min.

### 6.3 Kapasitanssin määrittäminen ja säätimen viritys

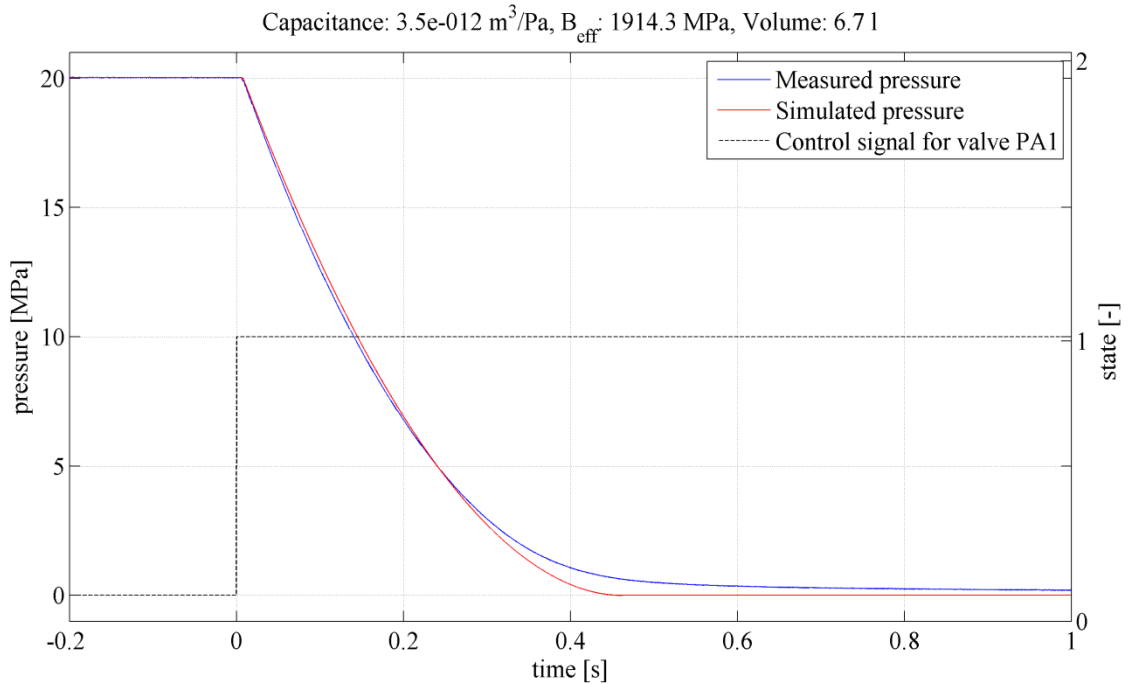
Järjestelmän hydraulinen kapasitanssi määritettiin sulkemalla kaikki tilavuuteen tulevat liittännät. Pumpulta tuleva kanava suljettiin sulkuventtiilillä pumpun ollessa painesäädöllä. Kontrollitilavuuteen saatiin näin suljettua noin 20 MPa:n paine. Tämän jälkeen avattiin venttiili PA1 ja mitattiin paineen aleneminen tankkipaineeseen. Arvio hydraulisesta kapasitanssista saatiin sovittamalla mitattu paine simulointimallin paineeseen. Paine laski 20 MPa:sta 5 MPa:han molemmissa kokoonpanoissa alle 0,3 sekunnissa, joten paineen katsotaan muuttuvan adiabaattisesti. Kuvassa 6.6 on sovitettu simulointimalli kokoonpanon yksi mittaustuloksiin. Venttiili PA1 avataan kuvassa ajanhetkellä nolla.



**Kuva 6.6.** Kokoonpanon yksi hydraulisen kapasitanssin määrittäminen.

Kokoonpanon yksi tilavuudeksi arvioitiin letkujen ja liittimien summana 5,3 litraa. Kokoonpanon yksi hydrauliseksi kapasitanssiksi saatiin  $4,8 \cdot 10^{12} \text{ m}^3/\text{Pa}$  ja puristuskerroimeksi 1104,2 MPa. Simulointimallissa oletettiin järjestelmän puristuskerroin vakioksi mikä näyttäisi pitävän paikkaansa yli 6 MPa:n paineilla. Tämän jälkeen todellisen järjestelmän tehollinen puristuskerroin laskee, johtuen järjestelmän vapaan ilmamäärän

noususta paineen laskiessa. Kokoonpanon kaksi kapasitanssin määrittäminen on esitetty kuvassa 6.7.

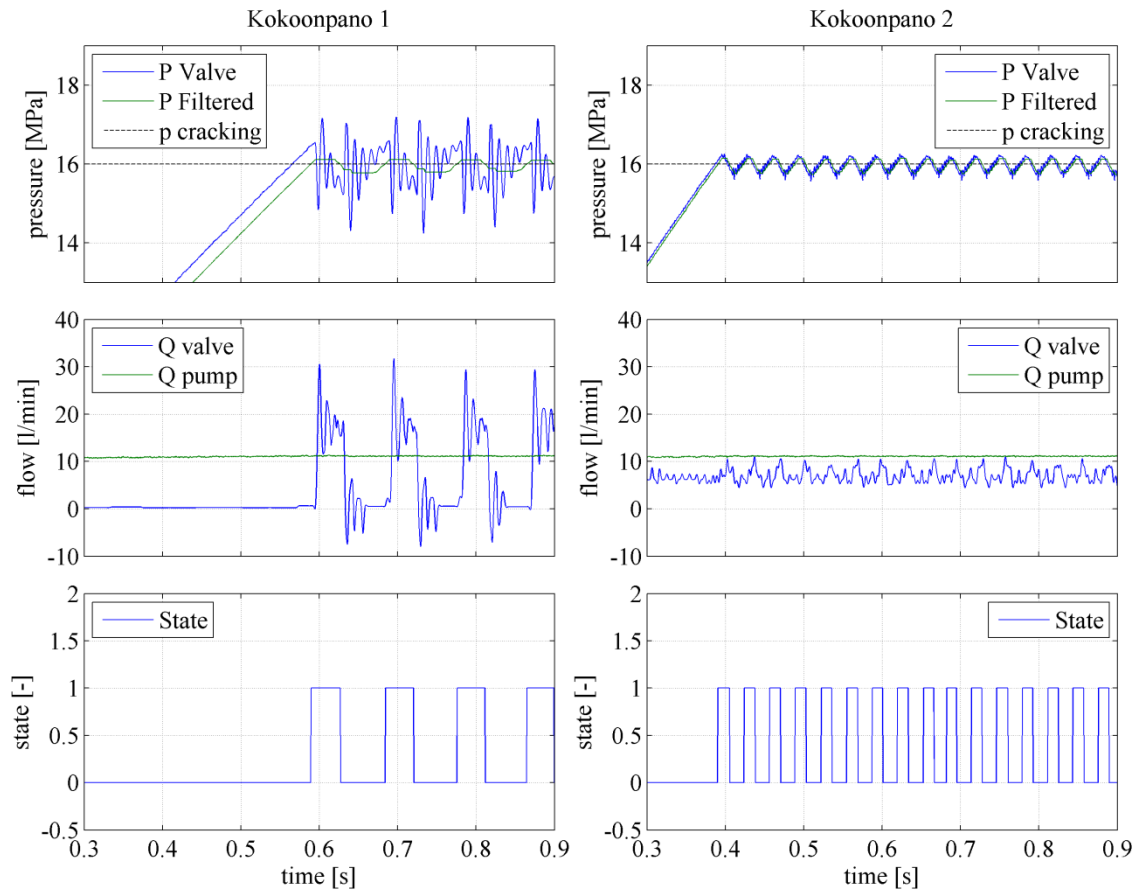


**Kuva 6.7.** Kokoonpanon kaksi hydraulisen kapasitanssin määrittäminen.

Kokoonpanon kaksi tilavuudeksi mitattiin 6,7 litraa. Teholliseksi puristuskertoimeksi määritettiin 1914,3 MPa ja hydrauliseksi kapasitanssiksi  $3,5 \cdot 10^{-12} \text{ m}^3/\text{Pa}$ . Järjestelmästä saatiin poistettua ilma varsin tehokkaasti, eikä järjestelmään kuulunut joustavia komponentteja, joten tehollisen puristuskertoimen oletetaan muodostuvan lähes pelkästään öljyn puristuskertoimesta.

Pitkät letkulinjat ja niiden aiheuttamat paineiskut ovat usein käytännön ongelmia monissa hydraulijärjestelmissä. Putkistolinja aiheutti ensimmäiseen mittauskokoonpanoon suuria paineiskuja nesteiden kulkiessa yli kolmen metrin matkan äkillisten venttiili-iskujen aikana. Mittausjärjestelmässä käytetyt venttiilit olivat hitaita ja resoluutio huono, jonka vuoksi koimme parhaaksi järjestää testijärjestelmä niin että putkiston aiheuttamat painepiikit pystyttiin eliminoimaan mittauksista. Pitkän putkiston vaikutus säätimen toimintaan on kuitenkin hyvä ottaa huomioon valittaessa säätimen käyttökohdetta. Kuvassa 6.8 on kuvattu järjestelmien toimintaa askelvastekokeissa samoilla parametreilla ja samoilla tilavuusvirroilla.





**Kuva 6.8.** Toiminta eri kokoonpanoilla. Asetuspaine  $p_{cracking}$  16 MPa , tilavuusvirta-riippuvuusparametri  $p_{max\_rel}$  50 prosenttia.

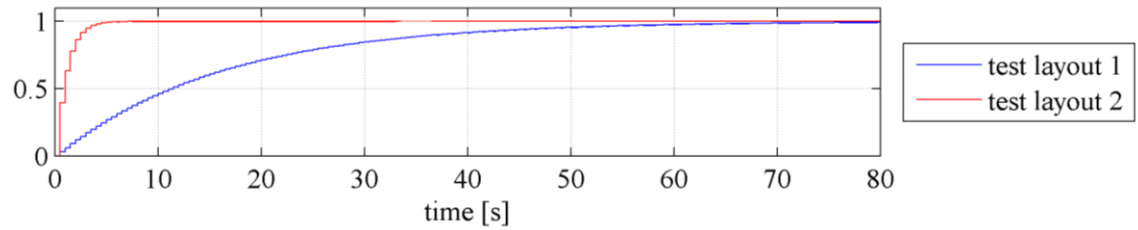
Venttiilien sulkeutuessa ja avautuessa järjestelmään syntyy putkiston pituuteen ja venttiilien sulkeutumisaikaan verrannollinen painepiikki. Ensimmäisessä kokoonpanossa painepiikkien suuruus oli säätimen toiminnan kannalta häiritsevä, jolloin painesignaalia jouduttiin suodattamaan matalalla rajataajuudella. Toisessa kokoonpanossakin venttiilien avautuminen ja sulkeutuminen aiheutti pieniä painepiikkejä, mutta niiden vaikutus säätimen toimintaan oli huomattavasti pienempi.

Pienen suodatuksen ja hystereesin todettiin rauhoittavan säätimen käyttäytymistä ja vähentävän turhien kytkentöjen lukumäärää, vaikka säädin toimii myös ilman paineen suodatusta. Säätimen vahvistus- ja vaihevara määräytyvät suodatuksen ja hystereesin yhteisvaikutuksesta. Suurempi suodatus tuo säätimen toimintaan viivettä avautumisessa ja kasvattaa värähtelyn amplitudia, mutta pienentää paineen vaihtelun taajuutta. Liian suurella suodatustaajuudella ylitetään järjestelmän vaihevara, jolloin säätimestä tulee epästabiili. Ensimmäisessä kokoonpanossa sekä liian pienen että liian suuren suodatus-taajuuden todettiin aiheuttavan epästabiilisuutta. Testatut suodattimet olivat:

- mediaanit kolmesta, viidestä ja kymmenestä
- keskiarvo viidestä
- keskiarvo viidestä, josta on poistettu suurin ja pienin arvo
- ensimmäisen kertaluvun alipäästösuodatus

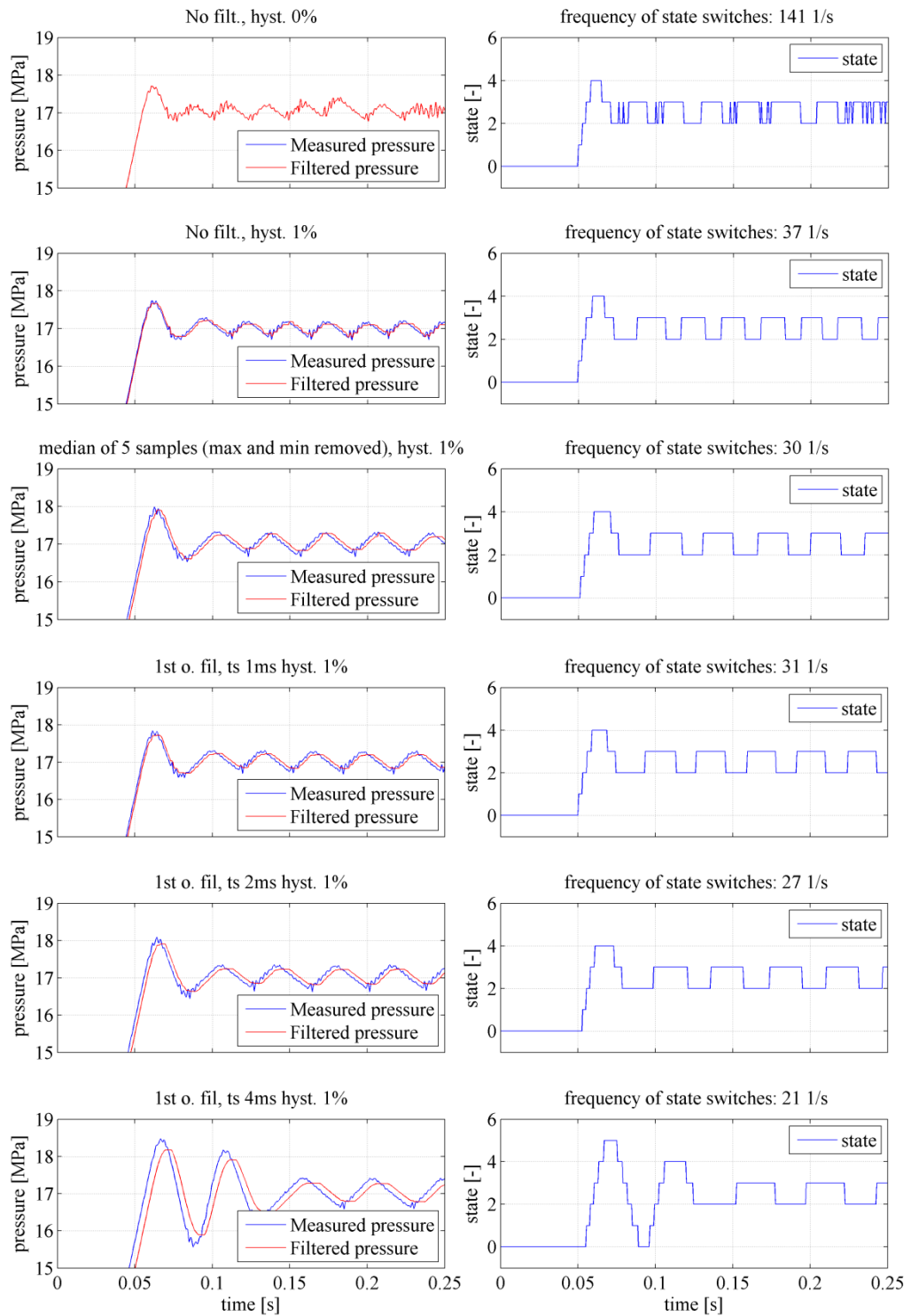
- toisen kertaluvun alipäästösuodatus.

Kuvassa 6.9 on esitetty kokoonpanoihin yksi ja kaksi valittujen suotimien askelvasteet.



**Kuva 6.9.** Valittujen suotimien askelvasteet. Ensimmäisen kertaluvun alipäästösuodatus aikavakioilla 16 millisekuntia ja yksi millisekunti.

Suodatusta pienennettiin merkittävästi toiseen kokoonpanoon. Ensimmäiseen kokoonpanoon valittiin suodattimeksi ensimmäisen kertaluvun suodatus, jonka aikavakio oli 16 millisekuntia ja hystereesi kaksi prosenttia. Toisessa kokoonpanossa suodatukseksi valittiin myös ensimmäisen kertaluvun suodatus, jonka aikavakiona oli yksi millisekunti ja hystereesi yksi prosentti. Ensimmäisen kertaluvun suodattimeen päädyttiin, koska se on helppo virittää kunkin järjestelmän mukaan yhden parametrin avulla, ja koska toisen kertaluvun suodatuksen käyttö ei tuonut huomattavaa lisäetua. Kuvassa 6.10 on esitetty mittaustuloksia eräille suodatuksille ja hystereeseille.



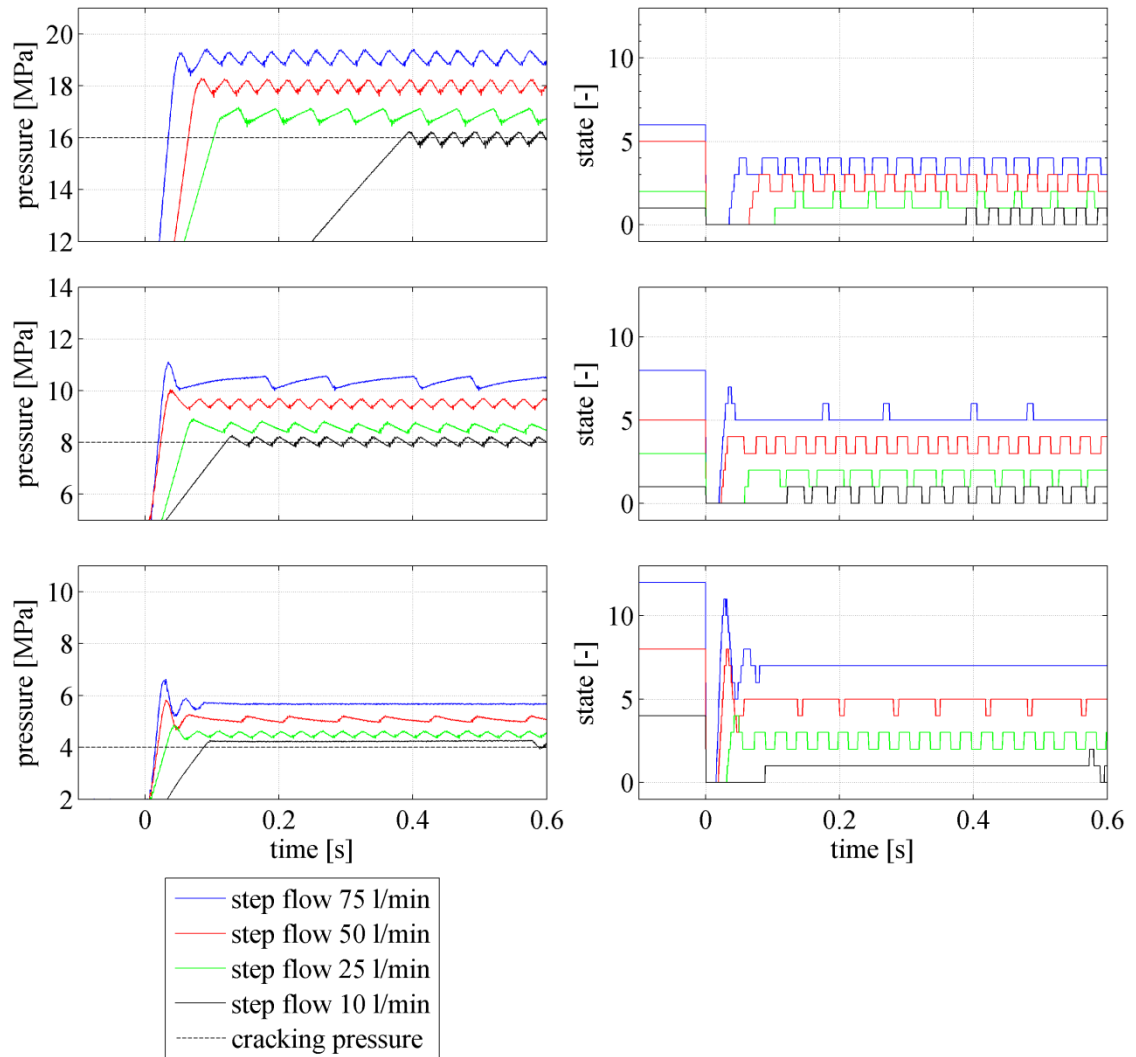
**Kuva 6.10.** Suodatuksen vaikutus painevasteeseen, kun askerilavuusvirta on 50 l/min ja asetuspaine 16 MPa.

Suodatus pienentää tilan vaihtelua merkittävästi. Ilman suodatusta kytkentätaajuus kuvan 6.10 askelvastekokeessa oli 141 Hertziä. Ilman suodatusta syntyy tilanteita, joissa tilan laskiessa yhden näytevälin ajaksi pienempään tilaan, suljetaan yksi aukinainen

venttiili, jonka jälkeen heti seuraavalla näytevälillä avataan uusi venttiili. Tällöin venttiilistön kokonaisavaukseen syntyy noin yhden näytevälin mittaisia pulsseja, jotka näkyvät painevasteessa satunnaisena korkeataajuisena värähtelynä. Pelkästään yhden prosentin hystereesin lisääminen vähensi kytkentöjen määrän neljännekseen. Painevasteen ylitys ei kuitenkaan muuttunut merkittävästi verrattuna suodattamattomana käytetyn säätimen painevasteeseen, johtuen venttiilien viiveen dominoivasta vaikutuksesta. Pienillä suodatustaajuuksilla suodattimen tuoma vaihesiirto ei ole siis merkittävä hitailla venttiileillä. Staattisessa tilassa myöskään värähtelyn amplitudi ei kasvanut merkittävästi. Myös epälineaariset suodatukset – keskiarvo kolmesta näytteestä, mediaani kolmesta näytteestä tai keskiarvo viidestä näytteestä, joista on poistettu pienin ja suurin – olisivat toimineet riittävän hyvin.

## **6.4 Painevasteet eri tilavuusvirroilla**

Askelmaisen tilavuusvirran määrää järjestelmän paineen derivaatan arvon. Kuvassa 6.11 nähdään paineen ja venttiilistön tilan käyttäytyminen askelvastekokeessa eri tilavuusvirroilla ja asetuspainella. Kuvan 6.11 askelvastekokeissa paineen gradientti tilavuusvirran kasvaessa pidetään prosentuaalisesti samana asetuspaineeseen nähden.



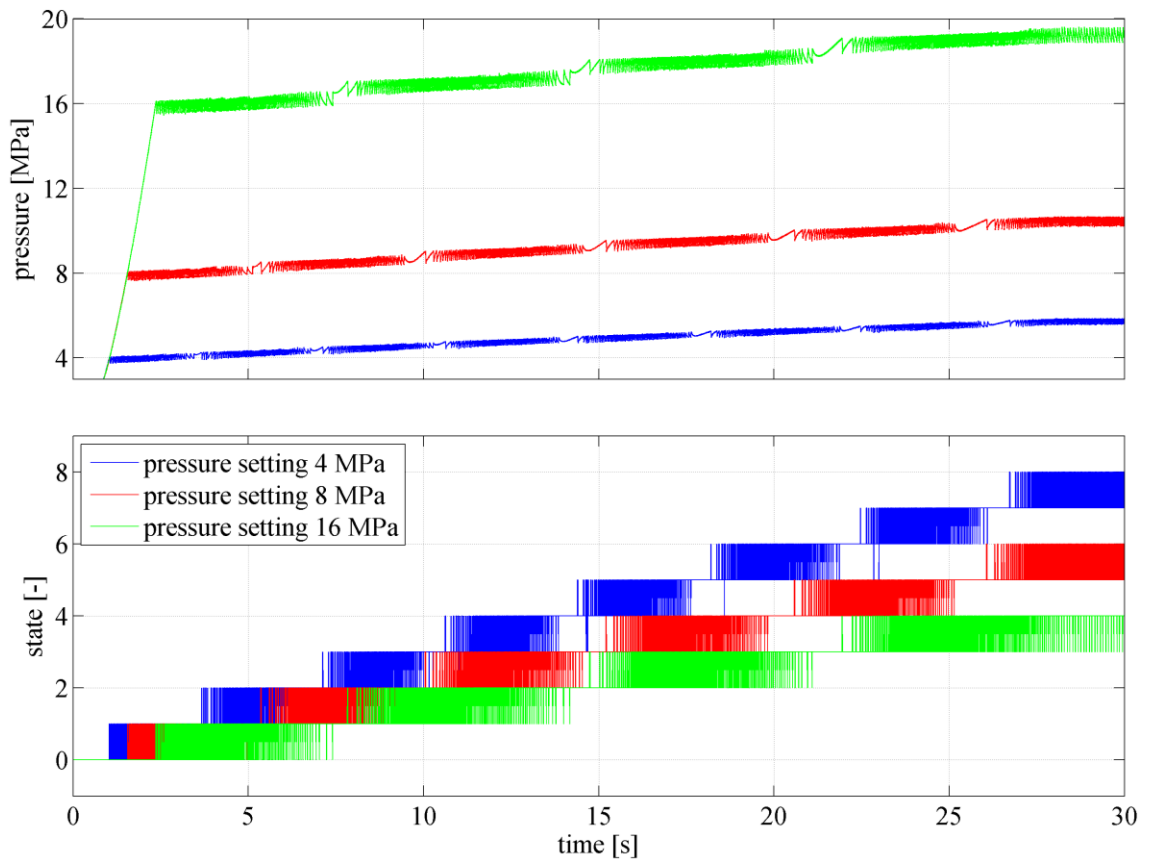
**Kuva 6.11.** Askelvastekokeet eri tilavuusvirroilla.

16 MPa:n asetuspaineella paine käyttäytyi yhdenmukaisesti kaikilla testatuilla askeltilavuusvirroilla. Paineen ylitystä ei näy merkittävästi alussa. Staattisen tilan värähtelyn amplitudi ei muuttunut tilavuusvirran kasvaessa, mutta taajuudet muuttuivat hieman. Värähtelyn amplitudi oli kaikilla tilavuusvirroilla, joilla paine pysyi yli asetusarvon, noin 0,65 MPa.

8 MPa:n asetuspaineella nähdään selkeämmin pieni ylitys suurimmilla askeltilavuusvirroilla. 75 l/min tilavuusvirralla paineen ylitys värähtelyn keskitasosta oli 1,03 MPa värähtelyn amplitudin ollessa 0,48 MPa. 12 MPa:n asetuspaineella teoreettinen värähtelyn amplitudi olisi ollut 0,25 MPa.

Asetuspaineen ollessa 4 MPa, ylitys oli 75 l/min tilavuusvirta-askeleella 0,91 MPa paineen tasoittuessa vakioarvoonsa. Paineen tasoittuminen vakioarvoon tarkoittaa digitaaliventtiilistön läpäisyn ja tilavuusvirta-askleen osumista samoihin arvoihin. Sama ilmiö on nähtävissä tilavuusvirta-askeleella 10 l/min. Tilavuusvirralla 50 l/min venttiilistön läpäisy osuu lähelle askeltilavuusvirtaa, jolloin venttiilistön tila muuttuu matalalla taajuudella.

Venttiilistön paine ja tilavuusvirta käyrästä on esitetty kuvassa 6.12. Ominaiskäyrät mitattiin nostamalla pumpun kulmaa rampilla nollasta 80 litraan minuutissa 30 sekunnin aikana.

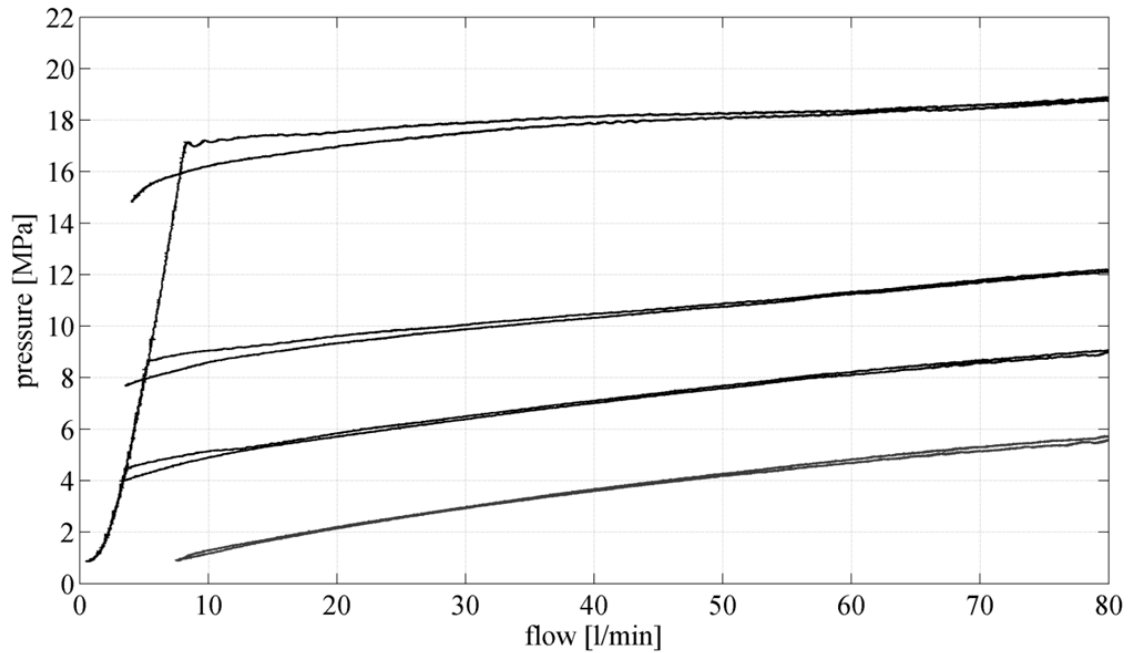


**Kuva 6.12.** Paineenrajoitusfunktion ominaiskäyrä, kun parametri  $p_{max\_rel}$  on 100 prosenttia.

Kuvasta on nähtävissä, miten asetuspainetta kasvatettaessa käytetään vähemmän tiloja verrattuna pienempiin asetuspaineisiin. Lisäksi nähdään, että koska tilavuusvirtariippuvuus on määritelty prosentuaalisesti, kasvaa paineen gradientti lineaarisesti asetuspaineen kasvaessa.

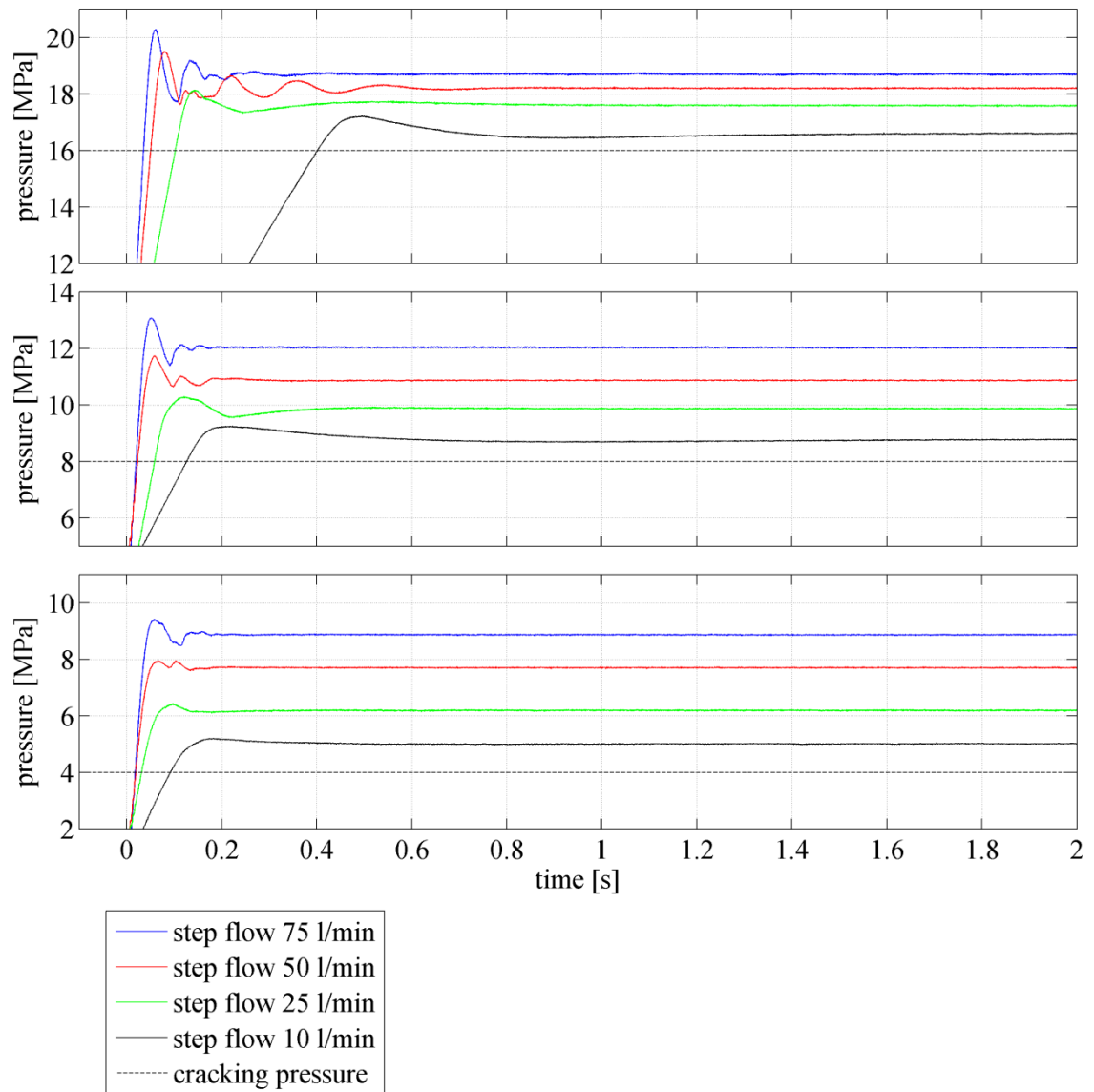
## 6.5 Hydromekaaninen paineenrajoitusventtiili

Paineenrajoitusventtiilin avautumispaine asetettiin niin että venttiili läpäisi kyseisellä paineella 0,3 l/min. Kuvan 6.13 mittauksissa venttiili asetettiin kolmelle eri avauspaineelle sekä täysin auki. Pumpun tuottamaa tilavuusvirtaa kasvatettiin rampilla nollasta 80 litraan minuutissa.



**Kuva 6.13.** Paine-tilavuusvirtakäyrästä asetuspainella 4, 8 ja 16 MPa.

Kuvasta voidaan päätellä, että pienillä asetuspainella venttiilin rajoittama paine nousee vahvasti tilavuusvirran kasvaessa. Paineen gradientti pienenee asetuspainetta nostettaessa. 4 MPa:n asetuspainella avautumispainesuhteeksi mitattiin 125 prosenttia, 8 MPa:n asetuksella 53 prosenttia ja 16 MPa:n asetuksella 17,5 prosenttia. Valmistajan ilmoittama säätöalue tosin on 7 – 42 MPa, joten toiminta oletetusti heikkenee alle 7 MPa:n asetuspainella. Säätöruuvien ollessa täysin auki, jousen esikiristys on nolla, tai ainakin hyvin lähellä nollaa. Jousi kuitenkin vastustaa karan avautumista paine-eron kasvaessa, joten täysin aukinaisen venttiilin ominaiskäyrää ei saatu mitattua. Kuvassa 6.14 on esitetty paineenrajoitusventtiilin askelvastekokeet eri asetuspainella ja tilavuusvirroilla.



**Kuva 6.14.** Analogisen paineenrajoitusventtiilin askelvastekokeet neljällä eri tilavuusvirta-askeleella ja kolmella eri asetuspainella.

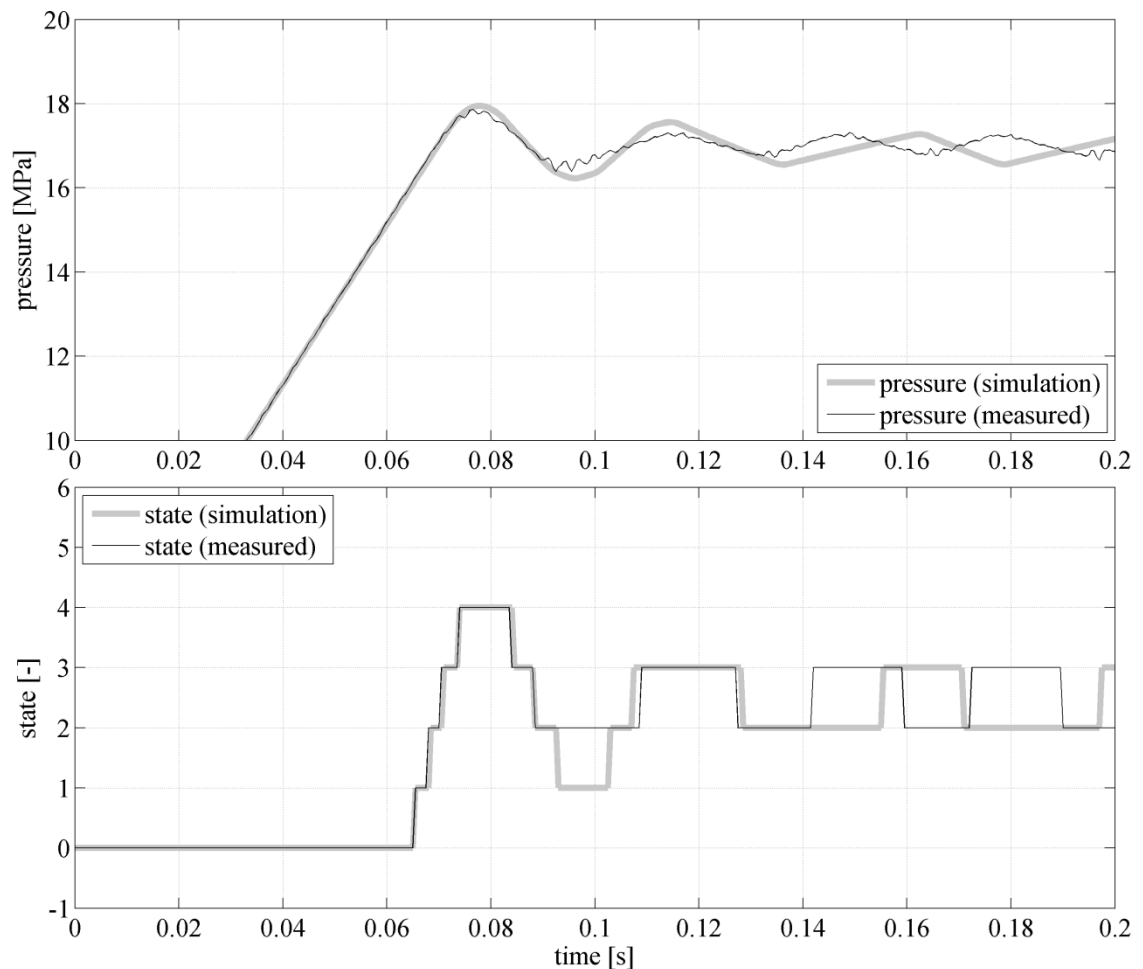
Paineen ylitys 16 MPa:n asetuspainella oli enimmillään 1,58 MPa paineen asettumispainesta. Kahdella suurimmalla tilavuusvirralla on havaittavissa värähtelyä ennen paineen tasoittumista. 8 MPa:n asetuspainella suurin ylitys oli 1,01 MPa ja 4 MPa:n asetuspainella 0,51 MPa. Paine kuitenkin tasoittuu melko nopeasti kaikilla tilavuusvirta-askeleilla ja asetuspainella.

## 6.6 Toiminnan analysointi ja simulointien verifiointi

Mittaustuloksista nähtiin, miten digitaalihydrauliikalla saadaan toteutettua toimiva paineenrajoitus ilman ylimääräisiä venttiilejä sekä säädettävyydellä, että säätöalueella, joka normaalisti ei olisi mahdollista toteuttaa yhdellä perinteisellä analogisella paineenrajoitusventtiilillä. Säätimen toimintaa ei saatu testattua ajankäytöllisistä syistä binäärikoodatussa järjestelmässä, eikä toisaalta nykyisen kokoisilla, hitailla kymmenen millise-



kunnin venttiileillä ole järkevää toteuttaa PNM-koodattua DFCU:ta. Koejärjestelmän tarkoitus oli osoittaa säätimen periaatteen toiminta, sekä osoittaa simulointitulosten todenmukaisuus. Tulevaisuuden näkymät johtavat kuitenkin tällä hetkellä kohti hyvä-resoluutioista, nopeaa PNM-koodattua DFCU:ta (Linjama & Vilenius 2007). Mittausten ja simulointien yhteneväisyys ei ollut aivan täydellinen johtuen voimakkaasti yksinkertaistetusta simulointimallista. Paineenrajoitusfunktion toiminnan simulointi suurilla asetuspaineilla vastasi melko hyvin mittaustuloksia, mutta pienillä paineilla todellisen järjestelmän todettiin toimivan huomattavasti simulointimallia paremmin. Etenkin 4 MPa:n asetuspaineella järjestelmän tehollinen puristuskerroin putoaa selkeästi simuloinneissa käytetystä arvosta, mikä johtaa järjestelmän hydraulisen kapasitanssin kasvuun. Kaikkien simulointitulosten voidaan olettaa olevan hieman liian pessimistisiä todellisuuteen nähden, mutta antavan kuitenkin hyvin suuntaa säätimen toiminnasta. Kuvassa 6.15 on esitetty simuloinnin ja mittausten yhteneväisyys 16 MPa:n asetuspaineella ja tilavuusvirta-askeleella 50 l/min.

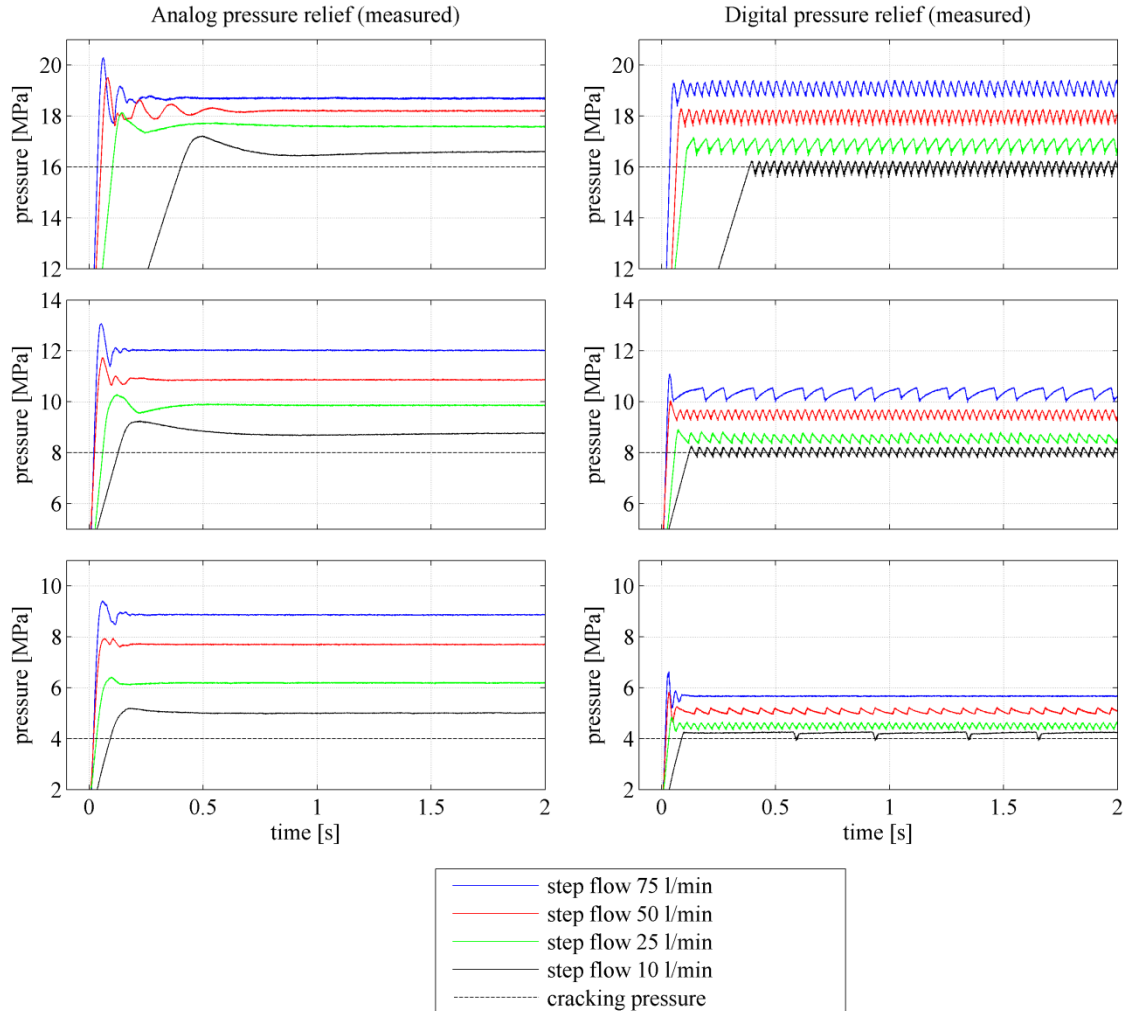


**Kuva 6.15.** Simulointitulosten verifiointi mittausten avulla.

Todellisessa mallissa putkistolinja synnyttää pientä värähtelyä jokaisen venttiilin avauksen tai sulkeutumisen kohdalla. Putkistolinja tuoman induktanssin vaikutus näkyy paineen muutoksen vaimennuksena. Säätäjän luonteeseen kuuluu myös lievä ennalta arvaamattomuus, sillä samaa koetta toistettaessa kahdella perättäisellä mittauksella voi pienikin muutos painesignaalissa aiheuttaa tilan muutoksen, joka taas näkyy painesig-

naalissa vahventuneena muutoksena. Täten tarpeettoman tarkka simulointimallin ja mitausdatan sovittaminen ei ole tarkoituksen mukaista.

Mittauksissa käytetyn DFCU:n heikkoutena oli sen huono resoluutio, joka aiheutti staattisen tilavuusvirran aikana korkea amplitudista värähtelyä. Kuvassa 6.16 on esitetty rinnakkain analogisen ja digitaalisen paineenrajoituksen toiminta mitatuilla arvoilla.

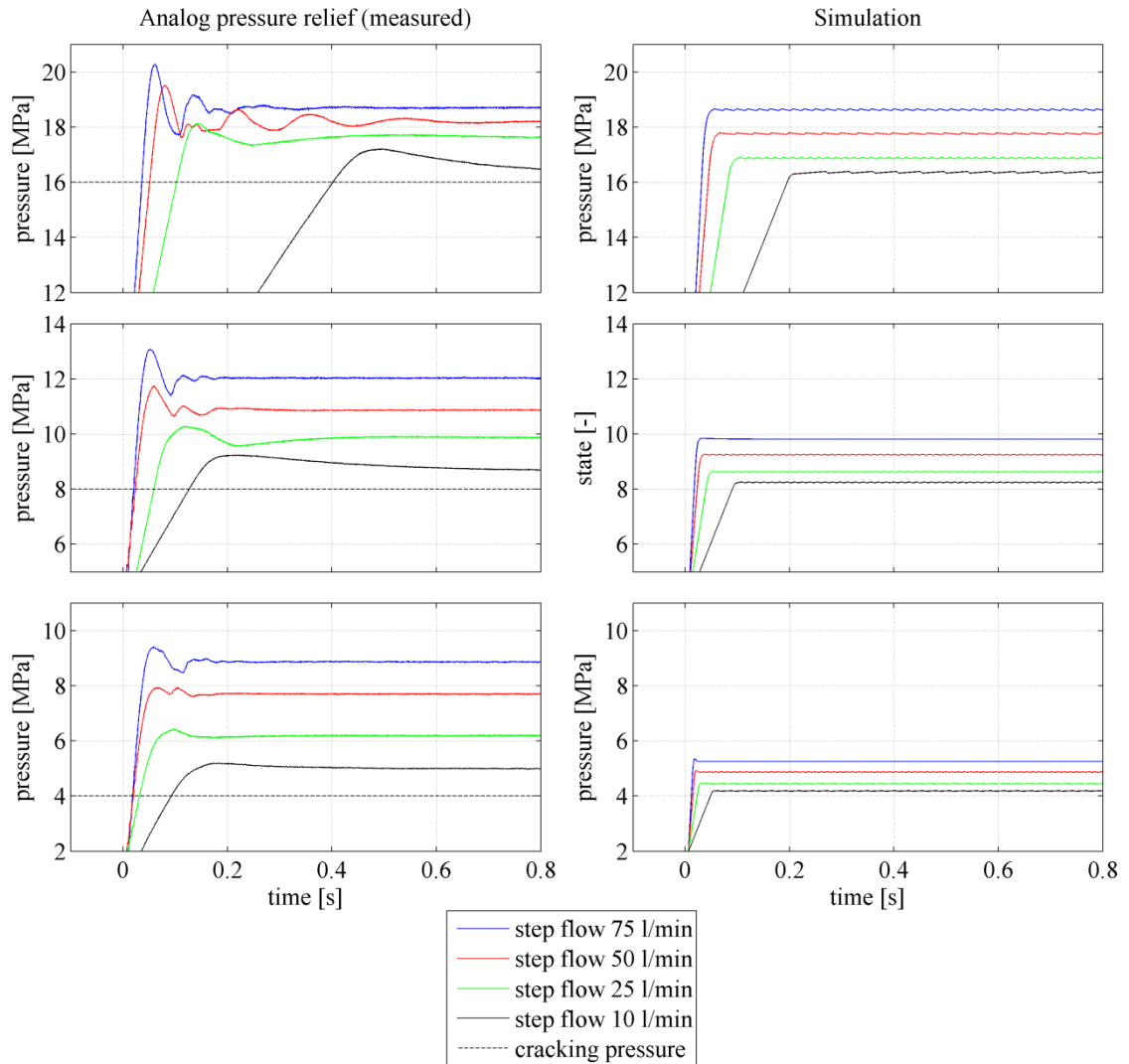


**Kuva 6.16.** Askelvastekokeet analogiselle ja digitaaliselle paineenrajoitukselle.

Koejärjestelyn DFCU:lla saatiin analogiseen venttiiliin nähden pienemmät ylitykset isoilla tilavuusvirta-askelilla sekä laajempi toiminta-alue. Analogisen venttiilin stabiiliusrajoja paineen nousunopeuden suhteen ei saatu määritettyä, mutta suurimmilla tilavuusvirroilla painevasteessa alkoi näkyä jo selkeästi kasvavaa värähtelyä. Samoin jäi mittaamatta analogisen venttiilin toiminta hyvin pienellä kontrollitulavuudella, jolloin olisi voitu vertailla paremmin analogista paineenrajoitusta simulointeihin nopeilla tulevaisuuden venttiileillä.

DFCU:n resoluution kasvattaminen pienentää teorian ja simulointien mukaan staattisen tilan värähtelyn amplitudia. Samoin simulointien mukaan venttiilin vasteajan pienentäminen mahdollisti säätimen käytön kääntäen verrannollisesti jäykemmässä järjestelmässä. Kuvassa 6.17 on vertailtu mitatun analogisen venttiilin askelvastetta simuloituun 64 venttiiliseen PNM-koodattuun DFCU:hun, jossa On/Off -venttiilien vasteaika

on 2ms. Paineen nousu tilavuusvirran funktiona on simuloinneissa asetettu 50 prosenttiin.



**Kuva 6.17.** Analogisen paineenrajoitusventtiilin ja 64 venttiilisen DFCU:n toiminta 2 ms venttiileillä.

Digitaalisen säätimen paineen värähtelyn amplitudi on kuvan 6.17 parametreilla enimmilläänkin alle 0,1 MPa. Kuvasta nähdään, miten hyvällä resoluutiolla ja tarpeeksi nopeilla venttiileillä saadaan ennen näkemättömän nopea ja tarkka paineen rajoitus.

Mittauksissa käytetyn kokoonpanon tehollinen puristuskerroin oli varsin suuri, 1914,3 MPa. Kuten aikaisemmin todistettiin, on venttiilistön koon ja tilavuuden hydraulisen kapasitanssin välillä suoraan verrannollinen suhde. Taulukossa 6.3 on vertailtu parametriarvoja, joilla teoreettisesti saavutetaan samanlainen käyttäytyminen kuin mittauksissa, kun askeltilavuusvirta pysyy samassa suhteessa venttiilistön läpäisyyn.

**Taulukko 6.3.** Mittaustulosten kanssa teorian mukaan yhdenmukaisesti käyttäytyvät järjestelmät kun häiriötilavuusvirta pysyy samassa suhteessa DFCU:n ominaisläpäisyyn.

Kokoonpano	Järjestelmän tilavuus [l]	Tehollinen puristuskerroin [MPa]	DFCU:n teoreettinen ominaisläpäisy @ 3MPa [l/min]
1. (Mitattu)	6,70	1914,30	98,90
2.	3,35	1914,30	49,45
3.	3,35	957,15	98,90
4.	1,68	957,15	49,45
5.	2,51	1435,73	49,45
6.	1,26	1435,73	24,73

Nykyisillä venttiileillä voidaan siis käyttää paineenrajoitusta noin litran tilavuudessa, kun järjestelmän puristuskerroin on alle 1400 MPa ja venttiilistön ominaisläpäisy alle 25 l/min kolmenkymmenen baarin paine-erolla. Mikäli järjestelmässä on letkuja, laskee puristuskerroin huomattavasti, kuten ensimmäisestä testikokoonpanosta huomattiin. Siinä teholliseksi puristuskertoimeksi määritettiin 1104,2 MPa. Samalla letkujen pituus aiheutti painepiikkien synnyn, jotka täytyy myös ottaa huomioon järjestelmiä vertailtaessa. On myös muistettava, että DFCU:n ominaisläpäisyn pienentyessä säätimen vahvistus pienenee kaavojen 24 ja 27 mukaisesti, jolloin samoilla häiriötilavuusvirroilla säätimen käyttäytyminen eroaa eri suuruksilla DFCU:illa.

## 7 YHTEENVETO

Simulointien perusteella voidaan sanoa, että digitaalisella paineenrajoituksella saadaan toteutettua nopea ja tarkka paineen rajoitus, kunhan venttiilien avautumisaika on enintään kaksi millisekuntia ja DFCU:n resoluutio riittävän hyvä, sekä kontrollitilavuus on sopivan kokoinen suhteessa DFCU:n läpäisyyn. Digitaalihydraulinen paineenrajoitustoiminto korvaa sekä suoraan-, että esiohjatun paineenrajoitusventtiilin, sillä käyttäjän on mahdollista muokata sen ominaisuuksia ohjelmallisesti haluaman mukaan. Tietokonepohjainen parametrien säätö mahdollistaa käyttäjäystävällisen tavan venttiilin parametrien virittämiseen.

Verrokkiventtiilinä toiminut suoraanohjattu Sun Hydraulicsin valmistama paineenrajoitusventtiili edustaa luokkansa nopeimpia venttiilejä, mutta silti hitailla kaupallisilla 10 millisekunnin On/Off -venttiileillä päästiin pienempiin paineen ylityksiin suurilla avauksilla. Paineenrajoitustoiminto on yksi esimerkki, missä venttiilin nopeutumisesta on erityisesti hyötyä. Nopeat venttiilit takaavat paineen tarkan rajoituksen myös pienillä kontrollitilavuuksilla. Nopeiden venttiilien tuoman hyödyn lisäksi myös PNM-koodatun DFCU:n paremmuus todistettiin PCM-koodattuihin DFCU:ihin nähden reagointiajan ollessa lyhyempi.

Digitaalihydraulisen paineenrajoitusfunktion suunnittelussa olennaisena oletuksena oli paineenrajoituksen käyttö vain odottamattomissa paineen nousuissa. Painepiikit ovat yleensä luonteeltaan hyvin hetkellisiä, jolloin paineen derivaatta kasvaa hyvinkin suureksi. Tällöin hyvän paineenrajoituksen kannalta tärkein seikka on ennen kaikkea nopea reagointi häiriöön. Esimerkiksi venttiilin käyttötaajuudella ei paineenrajoituksen aikana ole merkitystä venttiilin kokonaiskestoikään. Samoin syntyviin energiahäviöihin ei juuri kannata kiinnittää huomiota. Mikäli paineenrajoitusfunktio haluttaisiin kuitenkin käyttää paineen säätöön, pystytään säätimen kytkentätaajuutta säätämään muuttamalla suodatuksen taajuutta tai hystereesiä.

Säätäjän suunnittelussa käytetyt suunnittelumenetelmät takasivat hyvän säätäjän dokumentoinnin ja toiminnan määrittelyn, jonka johdosta sekä säätäjän käyttö, että jatkokehittäminen on yksinkertaista. Verifiointi- ja validointimenetelmät ovat vielä kehityksen alla, mutta jo pelkkä sopimusmäärittelyjen tekeminen auttoi selventämään ja varmistamaan mallin toimintaa.

Suurin ongelma digitaalihydraulisen paineenrajoituksen käytössä turvallisuusventtiilinä, on sen toiminnan riippuvuus ohjaustietokoneesta, eli siten myös sähkön saannista. Esimerkiksi DFCU:lle menevän virtakaapelin katkeaminen sulkee kaikki DFCU:n venttiilit, mikä saattaa synnyttää suuria paineipikkejä. Huonona puolena voidaan pitää myös tarvittavan laskentakapasiteetin kasvua etenkin venttiilien nopeutuessa alle kahteen mil-

lisekuntiin. Näytevälien valinta voidaan kuitenkin suorittaa käyttökohteen mukaan, eikä liian suurella ohjaustaajuudella välttämättä saavuteta merkittävää etua kaikissa järjestelmissä.

Koska paineenrajoituksen toiminta riippuu järjestelmän ominaisuuksien ja venttiilin nopeuksien suhteesta, voitaisiin paineenrajoitusfunktioa testata jo nyt sopivassa järjestelmässä toimilaitteen yhteydessä. Seuraava toimenpide jatkotutkimukselle olisikin etsiä sopiva sovellus, jossa paineenrajoitusta voitaisiin testata turvallisesti. Venttiilien kehittyessä, sopivien sovellutuskohdeiden määrä nousee ja paineenrajoitussäätimen käyttömahdollisuudet kasvavat.

## LÄHTEET

**(Akers et al. 2006)** Arthur Akers , Max Gassman ja Richard Smith , Hydraulic Power System Analysis.CRC Press 2006, s.358

**(Bosch Rexroth 2011)** Bosch Rexroth, Pressure relief valve, Type ZDBY D / Z2DBYD, Datalehti, saatavilla:  
<http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll?db=brmv2&lvid=1140853&mvid=4176&clid=1&sid=4BF4967482E3B7E0174A2F01053B37C1&sch=M>,  
 viitattu 9.3.2011.

**(Boström et al. 2007)** Boström, P., Linjama, M., Morel, L., Siivonen, L., Walden, M., Design and Validation of Digital Controllers for Hydraulics Systems, The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07, Tampere, Finland 21 – 23.3, 2007

**(Boström et al. 2011)** Boström, P., Heikkilä, M., Huova, M., Linjama, M., Sere, K., Waldén, M. Development, Verification and Validation of a Pressure Control Unit, 16th International Workshop on Formal Methods for Industrial Critical Systems. FMIC 2011, Trento, Italia, 29.-30.8.2011

**(Fonselius et al. 1995)** Fonselius, J., Rinkinen, J., Vilenius, M., Hydrauliteknikka II, Tampere 2006, Tampereen Yliopistopaino Oy – Juvenes Print, 226 s.

**(Hopponen et al. 2009)** Hopponen, V., Linjama, M., Ikonen, A., Rintamäki, P., Pietola, M., Vilenius, M., Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009.

**(Huova & Laamanen 2009)** Huova, M., Laamanen, A., Control of three-chamber cylinder with digital valve system, The Second Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria, 12th – 13th November, 2009.

**(Huova & et. al. 2009)** Huova, M., Pláška, M., Siivonen, M., Linjama, M., Waldén, M., Vilenius, M., Sere, K.. Controller design of digital flow control valve. Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009.

**(Hős & Kullmann 2005)** Hős.C, Kullmann.L, Dynamic modeling of pilot-operated pressure relief valve, Power Transmission and motion control 2005, PTMC'05, Bath, Iso-Britannia.

**(Ijas et. al. 2009)** Ijas, M., Mäkinen, E., Linjama, M., Digital Hydraulic Pressure Control. Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009.

**(Jansson & Palmberg 1990)** Jansson, A. & Palmberg, J.-O. 1990. Separate Controls of Meter-in and Meter-out Orifices in Mobile Hydraulic Systems. International Off-Highway & Power Plant Congress and Exposition, Milwaukee, WI, USA.

**(Johnson et al. 2001)** Johnson, B., Massey, S., Sturman, O., Sturman Digital Latching Valve. Proceedings of the Seventh Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 30.5. – 1.6. 2001.

**(Kauranne et al. 1996)** Kauranne, H., Kajaste, J., Vilenius, M., Hydraulitekniiikan perusteet, Vantaa 1996, Werner Söderström Osakeyhtiö, 354 s.

**(Karvonen et al. 2010)** Karvonen, M., Juhola, M., Ahola, V., Söderlund, L., Linjama, M., A Miniature needle valve, The Third Workshop on Digital Fluid Power, Tampere, Finland, 13. - 14.8.2010.

**(Laamanen et al. 2005)** Laamanen, A., Linjama, M., Vilenius, M., Pressure Peak Phenomenon in Digital Hydraulic Systems – a Theoretical Study. Power Transmission and Motion Control, PTMC2005, Bath, UK 7-9.9.2005,.

**(Linjama et al. 2000)** Linjama, M., Tammisto, J., Koskinen, K.T. & Vilenius, M. 2000. On/off position control of low-pressure water hydraulic cylinder using low-cost valves. In: Laneville, A. (Ed.) Proceedings. Sixth Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, FLUCOME 2000, 6 p. (CD-ROM, Université de Sherbrooke, ISBN 2-7622-0126-8).

**(Linjama 2003)** Linjama, M., Is it time for digital hydraulics?, The Eighth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03, Tampere, Finland, 7-9.3.2003.

**(Linjama et al. 2003)** Linjama, M., Koskinen, K.T. & Vilenius, M. 2003. Accurate Trajectory Tracking Control of Water Hydraulic Cylinder with Non-Ideal On/Off Valves. International Journal of Fluid Power, Vol. 4, No. 1. s. 7-16.

**(Linjama & Vilenius 2005)** Linjama, M. & Vilenius, M. 2005. Improved digital hydraulic tracking control of water hydraulic cylinder drive. International Journal of Fluid Power, Vol. 6, No. 1, s. 29-39, ISSN 1439 9776.

**(Linjama & Vilenius 2007)** Linjama, M., Vilenius, M., 2007, Digital hydraulics - Towards perfect valve technology. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07, Tampere, Finland, 21 – 23.3, 2007.

**(Linjama 2008)** Linjama, M., IHA-2570 Digitaalihydrauliikka, Luentomateriaali 2008, Hydrauliiikan ja Automaation laitos, Tampereen teknillinen yliopisto.

**(Linjama 2009)** Linjama, M., Energy saving digital hydraulics, The Second Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria, 12th – 13th November, 2009.

**(Linjama et al. 2009a)** Linjama, M., Vihtanen, H.-P., Sipola, A. & Vilenius, M. Secondary Controlled Multi-Chamber Cylinder. Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009.



**(Linjama et al. 2009b)** Linjama, M., Hopponen, V., Ikonen, A., Rintamäki, P., Vilenius, M., Pietola, M., Design and Implementation of Digital Hydraulic Synchronization and Force Control System. Proceedings of the 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP'09, Linköping, Sweden, June 2-4, 2009.

**(Linjama & Huhtala 2010)** Linjama, M., Huhtala, K., Digital hydraulic power management system – towards lossless hydraulics, The Third Workshop on Digital Fluid Power, Tampere, Finland, 13. –14.10.2010.

**(Manhartsgruber et al. 2006)** Manhartsgruber, B, A Hydraulic Control Valve for PWM Actuation at 400 Hz, Power Transmission and Motion Control, PTMC2006, s. 373–385, (Hadleys Ltd, 2006).

**(Maré & Moulaire 2003)** Maré, J., Moulaire, P. 2003. The preliminary design of pressure relief valves. The Eighth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03, Tampere, Finland, 7-9.3, 2003.

**(Manring 2005)** Manring, N., Hydraulic Control Systems. John Wiley & Sons. © 2005. Books24x7. <http://common.books24x7.com/toc.aspx?bookid=40689>, viitattu 22.9.2011

**(Rabie 2009)** Rabie, M. Galal. Fluid Power Engineering. McGraw-Hill. © 2009. Books24x7, [http://common.books24x7.com/book/id\\_32976/book.asp](http://common.books24x7.com/book/id_32976/book.asp), viitattu 2.3.2011

**(Scheidl & Manhartsgruber 2005)**, Scheidl, R., Manhartsgruber, B., State of the art in hydraulic switching control – components, systems, applications, The Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'05, Linköping, Sweden, 1. - 3.6.2005.

**(Siivonen et al. 2007)** Siivonen, L., Linjama, M., Huova, M., Vilenius, M., Fault detection and diagnosis of digital hydraulic valve system. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'07, Tampere, Finland, 21 – 23.3, 2007.

**(Smith & Wood 1987)**, Smith, D., Wood, K., Engineering quality software: a review of current practices, standards and guidelines including new methods and development tools. Essex, England, Elsevier applied publishers ltd., 1987, 209 s.

**(Uusitalo et. al. 2009)** Uusitalo, JP., Söderlund, L., Kettunen, L., Ahola, V., Linjama, M., Novel bistable hammer valve for digital hydraulics, The Second Workshop on Digital Fluid Power, Linz, Austria, 12. –13.11.2009.

**(Virvalo & Vilenius 2000)** Virvalo T. & Vilenius, M. 2000. The Influence of Pumps and Valves on the Efficiency of a Hydraulic Boom, Garbacik, A. & Stecki, J. (eds.) Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators, pp. 183–208 (Fluid Power Net Publication, Cracow, 2000

## LIITE 1: PARAMETRITIEDOSTO

```
%Parametritiedosto tiedostolle pressurerelieffunction.mdl
%
%Käyttäjän parametrit paineenrajoitusfunktiolle
%Miikka Ketonen 21.9.2011
%

pr.p_cracking = 160e5; %Avautumispaine [Pa],
pr.p_max_rel = 50;    %Tilavuusvirtariippuvuusparametri, joka määrää
                    %prosentuaalisen paineen nousun avautumis-
                    %paineesta, jolla kaikki DFCU:n venttiilit
                    %avataan. [%]

pr.p_hyst = 1;        %Hystereesi, lasketaan prosentteina
                    %avauspaineesta[%]

pr.n1 = 16;           %Rinnankytkettyjen venttiilien lukumäärä
pr.coding = 'PNM';    %DFCU:n koodaustapa, 'PNM' tai 'binary'
pr.Ts = 0.0005;       %Nopeampi näyteväli suodatukselle ja
                    %PNM-ohjaukselle. [s]

pr.Ts2 = 0.010;       %Hitaampi näyteväli binäärikoodaukselle ja
                    %venttiilin viiveen estimoinnille. [s]

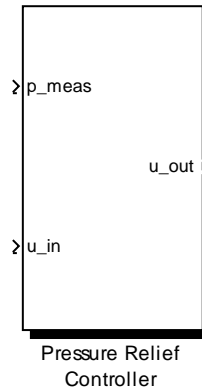
pr.method = 2;        %Käytettävä venttiilien ohjausväli,
                    %1 = hidas (Ts2), 2 = nopea (Ts2)
pr.ts_filt = 0.001;   %Suodatuksen aikavakio [s]

%DFCU:n venttiilimallin tilavuusvirtakertoimet
DFCU.Kv1 = [10.356 10.869 10.862 10.505 ...
            10.644 10.200 11.131 10.418 ...
            10.826 10.244 10.835 10.658 ...
            10.877 10.241 11.022 10.695]*1e-8;

%DFCU:n venttiilinmallin exponentit
DFCU.ex1 = [0.48 0.48 0.48 0.48 ...
            0.48 0.48 0.48 0.48 ...
            0.48 0.48 0.48 0.48 ...
            0.48 0.48 0.48 0.48]*1e-8;
```

# Abstract Specification of Pressure Relief Function

---



## 1. Introduction

Pressure relief function (PRF) executes the action of traditional hydro mechanical pressure relief valve. PRF monitors the pressure of a volume attached to a DFCU connecting pressure and tank sides, and relieves the pressure by allowing the flow to tank through the DFCU when certain pressure limit is exceeded.

## 2. Functionality and Requirements

- Pressure relief function can be integrated into any DFCU of the system, where other side of the DFCU is attached to tank pressure. Each DFCU requires own pressure relief function block in controller model.
- Either system pressure or working chamber pressure can be relieved by PRF.
- The most important task of the PRF is to act on pressure peaks as fast as possible. Pressure relief function starts opening the valves of the DFCU at the set cracking pressure and is fully open when set maximum pressure is reached.
- Pressure at the control volume must be measured. Measured signal is filtered, and hysteresis is set by user to achieve smooth operation of the PRF.
- PRF monitors also other controllers acting on subjected DFCU to minimize the unwanted effects of PRF.

## 3. Inputs

All pressure signals must be larger than the absolute zero pressure of the atmosphere  $p_{at}$ .

Pressure of the volume,  $p_{meas}$

Description: Unfiltered relative pressure in the chamber that is monitored.

Size: Scalar

Type: Double

Range:  $[-p_{at}, \text{Inf})$

Unit: Pa

System controller output,  $u_{in}$

Description: Control signal to valves calculated by the main controller of the system.

Size:  $1 \times n$

Type: Boolean

Range: Each element  $\in \{\text{FALSE}, \text{TRUE}\}$

Unit: -

## 4. Outputs

Controller output,  $u_{out}$

Description: Control output vector to each valve of DFCU

Size:  $1 \times n$

Type: Boolean

Range: Each element  $\in \{\text{FALSE}, \text{TRUE}\}$

Unit: -

## 5. Parameters

Parameters of the pressure relief function are run before loading the model into the controller. Only main parameters  $p_{cracking}$ ,  $p_{max\_rel}$  and  $p_{hyst}$  can be changed online. Changing parameters other than those mentioned requires the PRF to be reloaded into the controller. User parameters are:

Cracking pressure,  $p_{cracking}$

Description: User defined cracking pressure of the PRF.

Size: Scalar

Type: Double

Range:  $[0, \text{Inf})$

Unit: Pa

Cracking pressure relation,  $p_{max\_rel}$

Description: User defined pressure relation between cracking pressure and maximum pressure as percentage of  $p_{cracking}$ .

Size: Scalar

Type: Double

Range:  $[0, 100]$

Unit: %

Hysteresis,  $p_{hyst}$

Description: User defined hysteresis of the controller as percentage of  $p_{cracking}$

Size: Scalar

Type: Double

Range:  $[0...100]$

Unit: %

Number of parallel connected valves,  $n$

Description: Number of valves connected in parallel.

Size: Scalar

Type: Integer  
Range: [1, Inf)  
Unit: %

Coding method, *coding*

Description: Coding method of DFCU.  
Size: String vector  
Type: String  
Range: {'PNM', 'binary'}  
Unit: -

Faster Sampling time,  $T_s$

Description: Sample time used for filtering for all coding methods, and for control update sample time for PNM control.  
Size: Scalar  
Type: Double  
Range: (0, Inf)  
Unit: s

Slower sampling time,  $T_{s2}$

Description: Sample time used for control update sample time for binary control and to estimate valve delay in PNM control.  
Size: Scalar  
Type: Double  
Range: (0, Inf)  
Unit: s

Valve model  $Q(\Delta p) = kv \cdot p^{ex}$  is used to estimate the flow of the DFCU close to the operating point. Following parameters of valves are needed:

Flow coefficients,  $kv$

Description: Flow coefficients of valve models to direction P→T  
Size: 1 x  $n$   
Type: Double  
Range: Each element  $\in (0, \text{Inf})$   
Unit: -

Exponents,  $ex$

Description: Exponents of valve models to direction P→T  
Size: 1 x  $nI$   
Type: Double  
Range: Each element  $\in (0, 1)$   
Unit: -

## 6. Contracts

*Pre-conditions*

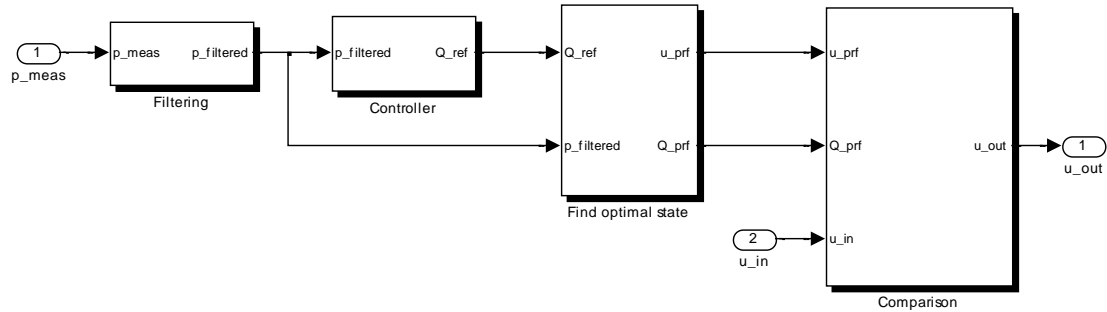
- Size, type and range of inputs and parameter are as defined.
- $T_s$  is smaller or equivalent to  $T_{s2}$ .

*Post-conditions*

- Size, type and range of outputs are as defined.

- At least one valve is opened when filtered pressure is larger than or equal to  $p_{cracking}$
- All valves are opened when filtered pressure is larger than or equal to  $p_{cracking} \times (1 + p_{max\_rel}/100)$

# Specification 1 – Pressure Relief Controller



The Pressure relief controller can be used either with binary or PNM coded DFCU. PNM coded DFCU can utilize faster updating of the control output. Controller logic runs with fast sampling time  $T_s$  for PNM coded DFCU while slower sample time  $T_{s2}$  is used with binary coded DFCU. Filtering of pressure signal is done in both cases with faster sampling time.

## The structure of the model

Pressure relief function consists of four sub models:

*Filtering of pressure* filters out unwanted high frequency noise from the pressure signal and adds hysteresis to avoid repetitive openings and closings of valves.

*Controller* calculates flow through the DFCU based on the  $p\_cracking$  and  $p\_max\_rel$ . By converting the pressure signal to flow reference, possible nonlinearities with states and flows can be taken into account. Reference flow is assumed to be between zero and the sum of the elements of  $Q\_nom$ , which is a vector of nominal flows of the valves at the pressure difference of  $p\_cracking$ .

*Find optimal state* finds the opening combination of valves which realizes slightly bigger flow through DFCU than the reference flow. If binary coding is used, valve control signal  $u\_prf$  is then passed as an output. If PNM coding is used, optimization algorithm is used to find as fast opening as possible with faster sample time.

*Comparison* compares the signal of pressure relief valve to the signals of other system controllers and the control signal giving bigger flow is selected to the output.

**Inputs:**

Pressure in primary chamber,  $p_{meas}$

**Outputs:**

Controller output,  $u_{out}$

**Constants defined from user parameters:**

Maximum pressure,  $p_{max}$

Description: Maximum pressure,  $p_{max} = p_{cracking} \times (1 + p_{max\_rel}/100)$

Size: Scalar

Type: Double

Range: [0, Inf)

Unit: Pa

Slower sampling time,  $Ts3$

Description: Sample time used for updating control signal to DFCU. If coding 'PNM' then  $Ts3$  is  $Ts$ , Else if *coding* is 'binary' then  $Ts3 = Ts2$

Size: Scalar

Type: Double

Range: [0, Inf)

Unit: s

Nominal flow of valves,  $Q_{nom}$

Description: Nominal flow of valves at nominal pressure difference  $p_{cracking}$ , calculated based on parameters  $kv$  and  $ex$ .

Size: 1 x  $n$

Type: Double

Range: Each element  $\in [0, Inf)$

Unit:  $m^3/s$

**Post conditions**

If  $p_{filtered} \geq p_{cracking}$  then  $u_{out} \neq \mathbf{0}$  (zero vector).

If  $p_{filtered} \geq p_{max}$  then  $u_{out} = \mathbf{1}$  (vector of ones).

**Filtering of pressure****Inputs:**

Pressure in primary chamber,  $p_{meas}$

**Outputs:**

Filtered pressure in primary chamber,  $p_{filtered}$

Description: Filtered pressure with hysteresis.

Size: Scalar

Type: Double



Range:  $[-p_{at}, \text{Inf})$   
Unit: Pa

**Parameters:**

Hysteresis,  $p_{hyst}$

**Controller**

**Inputs:**

Filtered pressure,  $p_{filtered}$

**Outputs:**

Reference flow for state selector,  $Q_{ref}$

Description: Reference flow proportional to pressure exceeding the cracking pressure.

Size:  $1 \times n1$   
Type: Double  
Range:  $[0, \text{Inf})$   
Unit:  $\text{m}^3/\text{s}$

**Parameters:**

Maximum pressure,  $p_{max}$

**Post conditions:**

- If  $p_{filtered} > p_{cracking}$  then  $Q_{ref} > 0$
- If  $p_{filtered} \leq p_{cracking}$  then  $Q_{ref} = 0$

**Find optimal state**

**Inputs:**

Reference flow for state selector,  $Q_{ref}$

Filtered pressure,  $p_{filtered}$

**Outputs:**

Opening combination of pressure relief function,  $u_{prf}$

Description: Optimized control signal proposed by the PRF.

Size:  $1 \times n1$   
Type: Boolean  
Range: Each element  $\in \{\text{FALSE}, \text{TRUE}\}$   
Unit: -

Flow to tank with proposed control,  $Q_{prf}$

Description: Estimated flow through DFCU with proposed control.

Size: Scalar  
Type: Double

Range:  $[0, \sum_{n=1}^i Q\_nom_i]$   
Unit:  $m^3/s$

**Post conditions:**

- If  $Q\_ref > 0$  then  $u\_prf \neq 0$  &  $Q\_prf \neq 0$ .
- If  $p\_filtered \geq p\_max$  then  $u\_prf = 1$  &  $Q\_prf = \sum_{n=1}^i Q\_nom_i$ .
- If  $Q\_ref = 0$  then  $u\_prf = 0$  &  $Q\_prf = 0$ .

**Comparison**

**Inputs:**

Flow to tank with proposed control,  $Q\_prf$

Opening combination of pressure relief function,  $u\_prf$

External Controller signal,  $u\_in$

Description: Control signal of other controllers connected to the DFCU.  
Size:  $1 \times nI$   
Type: Boolean  
Range: Each element  $\in \{FALSE, TRUE\}$   
Unit: -

**Outputs:**

Controller output to valves,  $u\_out$

Description: Control signal to DFCU.  
Size:  $1 \times nI$   
Type: Boolean  
Range: Each element  $\in \{FALSE, TRUE\}$   
Unit: -

**Post conditions:**

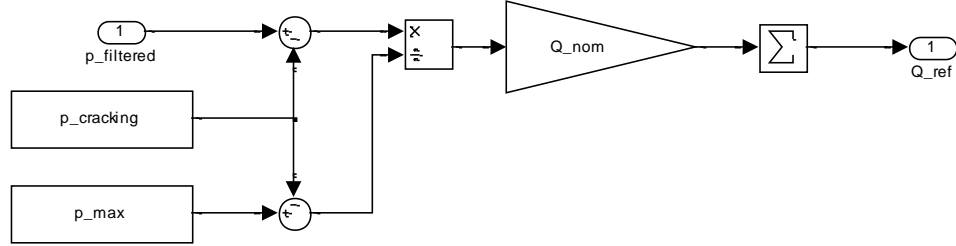
- If  $u\_in \neq 0$  OR  $u\_prf \neq 0$  then  $u\_out \neq 0$ .
- If  $u\_in = 0$  AND  $u\_prf = 0$  then  $u\_out = 0$ .
- $u\_out = \max(Q\_ext\_controller, Q\_prf)$ , (ie. Output  $u\_out$  is the input with bigger sum of elements).

**Parameters:**

Flow of external controller at the pressure difference of  $p\_cracking$ ,  $Q\_ext\_controller$

Description: Flow through DFCU with the control signal  $u\_in$  at the pressure difference of  $p\_cracking$   
Size: Scalar  
Type: Double  
Range:  $[0, \sum_{n=1}^i Q\_nom_i]$   
Unit:  $m^3/s$

# Specification 1.1 – Controller



Flow rate reference of the DFCU is calculated according to the filtered pressure, cracking pressure and maximum pressure.  $Q_{ref}$  is scaled linearly from zero to  $Q_{nom}$  corresponding to the pressure level from  $p_{cracking}$  to  $p_{max}$ .

## **Inputs:**

Filtered pressure,  $p_{filtered}$

## **Outputs:**

Reference flow for state selector,  $Q_{ref}$

## **Structure**

Controller output is

$$U = (p_{filtered} - p_{cracking}) / (p_{max} - p_{cracking})$$

which is then converted to flow rate reference

$$Q_{ref} = U \times \Sigma Q_{nom}$$

Where  $\Sigma Q_{nom}$  is the flow through the fully open DFCU at pressure difference of  $p_{cracking}$ .

## **Inputs:**

Filtered pressure in primary chamber,  $p_{filtered}$

## **Outputs:**

Flow rate reference,  $Q_{ref}$

## **Parameters:**

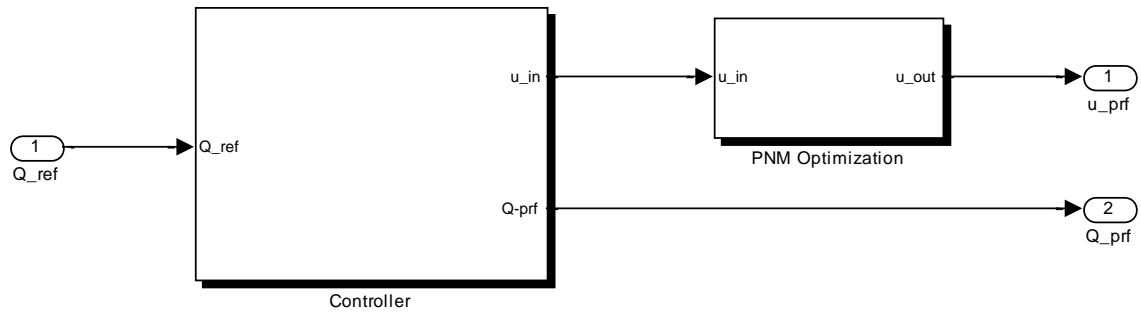
$p_{cracking}$

## **Constants defined by user parameters:**

$p_{max}$

$Q_{nom}$

# Specification 1.2 – Find optimal state



The subsystem *Find optimal state* searches the opening combination of valves, which gives the smallest flow through DFCU that is bigger than or equivalent to reference flow  $Q_{ref}$ .

When binary coding and slower sampling time is used, selected combination is directly passed to output  $u_{prf}$ . If PNM coding and faster sampling time is used, optimization algorithm is used to control valves separately by keeping track of the state of each valve individually.

## Inputs:

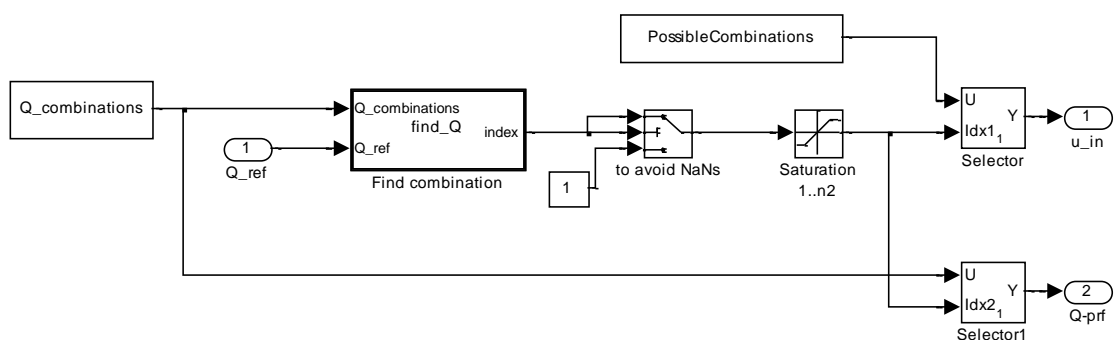
Reference flow,  $Q_{ref}$

## Outputs:

Control output of PRF,  $u_{prf}$

Nominal flow of DFCU with selected control,  $Q_{prf}$

## Controller



Correct opening combination is searched from vector that contains nominal flows of all the possible opening combinations. Smallest value of available flows that is bigger than the value of  $Q_{ref}$  is selected.

***Inputs:***

Reference flow,  $Q_{ref}$

***Outputs:***

Control output of PRF,  $u_{prf}$

Nominal flow of DFCU with selected control,  $Q_{prf}$

***Constants defined by user parameters:***

Number of states,  $n2$

Description: Number of different opening combinations of Controller.

Size: Scalar

Type: Integer

Range: [1, Inf)

Unit: -

All combinations, ***PossibleCombinations***

Description: All possible combinations of Controller

Size: If *coding* = 'PNM' then  $(n2 + 1) \times n2$

If *coding* = 'binary' then  $n2 \times n$  ( $n = \text{number of valves}$ )

Type: Boolean

Range: Each element  $\in \{\text{FALSE}, \text{TRUE}\}$

Unit: -

Combined flows of different combinations, ***Q\_combinations***

Description: Flows of all possible combinations of Controller

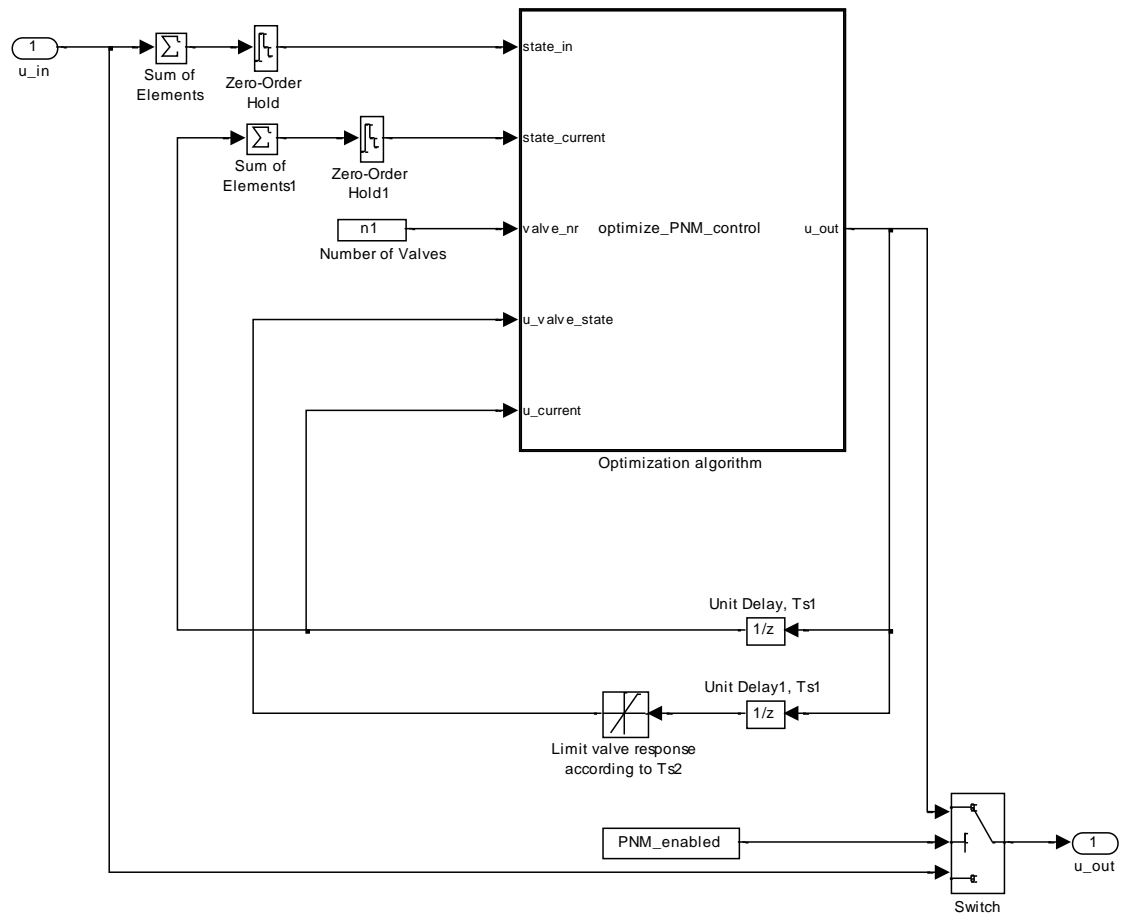
Size:  $1 \times n2$

Type: Double

Range:  $[0, \Sigma(Q_{nom})]$

Unit:  $\text{m}^3/\text{s}$

## PNM Optimization



Keeps track of the state of each valve and assigns possible valve state changes to valves that are currently unused. States for input control signal and for current control signal are calculated by summing up all elements of control vectors. Operating principle of the algorithm is:

- check current state (*state\_current*):
  - If *state\_current* of DFCU is too small compared to *state\_in* (state of *u\_in*), find a valve that is fully close and set the state of the valve to 1.
  - If *state\_current* is *state\_in*, keep control signal of valves unchanged.
  - If *state\_current* of DFCU is too big, find the first valve that is fully open and set the state of the valve to 0.
- If valve is used recently ie. valve is neither fully open or fully close, keep the state of the valve unchanged.
- Repeat sequence until all the valve signals are determined.
- Update control array for valves.

Valve delay in openings and closings is assumed to be the longer control sample time  $Ts2$ . Current state of the valve is approximated by using rate limiter block when state of the valve is changing from one to zero or vice versa.

Control signal of the valves  $\mathbf{u}_{out}$  is set to as close to the reference  $\mathbf{u}_{in}$  as possible, but if the changing frequency of  $\mathbf{u}_{in}$  is bigger than number of valves  $n_l$  per longer sample time  $T_{s2}$ , desired control signal cannot be updated for valves ie. the output state of valves is smaller than the input state.

**Inputs:**

Opening combination of valves,  $\mathbf{u}_{in}$

Description: Control signal reference.

Size:  $1 \times n_l$

Type: Boolean

Range: Each element  $\in \{0, 1\}$

Unit: -

**Outputs:**

Optimal opening combination of valves,  $\mathbf{u}_{out}$

Description: Control output of PRF with PNM coding .

Size:  $1 \times n_l$

Type: Boolean

Range: Each element  $\in \{0, 1\}$

Unit: -

**Parameters:**

Number of parallel connected valves,  $n_l$

**Constants defined by user parameters:**

Enabling of the PNM Optimization,  $PNM_{enabled}$

Description: Enables the pnm optimization when pnm-coding is used.

Size: Scalar

Type: Boolean

Range:  $\{0, 1\}$

Unit: -

**Post-conditions:**

- If a value of single element of  $\mathbf{u}_{out}$  is changed, the value is held at least for time period  $T_{s2}$ .
- If  $coding = 'PNM'$  then  $PNM_{enabled} = 1$ , else  $PNM_{enabled} = 0$